

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID  
ESCUELA UNIVERSITARIA DE INGENIERÍA TÉCNICA AERONÁUTICA  
PROYECTO FIN DE CARRERA

## SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL DE POTENCIA DE UN TÚNEL AERODINÁMICO



ISMAEL EMBAREK HERNÁNDEZ  
INGENIERÍA TÉCNICA AERONÁUTICA, ESPECIALIDAD AERONAVES  
ENERO 2012



## AGRADECIMIENTOS

Quería aprovechar esta oportunidad para agradecer a mi familia, a mis padres y a mi hermana, el gran apoyo que siempre me han dado a lo largo de estos años de carrera, tanto en los buenos como en los malos momentos. Sin lugar a dudas, ellos son los que han hecho posible que ahora esté escribiendo estas palabras.

También quiero agradecerérselo a mis compañeros de facultad, y amigos, con los que he compartido momentos inolvidables, y han hecho de la carrera algo mucho más ameno. Sin ellos no hubiera sido lo mismo.

Y por último, dar las gracias también al personal docente, de quien he intentado aprender lo máximo posible. En concreto, quería agradecerérselo especialmente a Consuelo Fernández, cuyos consejos me han acompañado durante todos estos años, y sobre todo a mi tutor en este proyecto, Santiago Pindado, por su inestimable ayuda, paciencia y dedicación, sin las cuales esto no hubiera salido adelante.

¡MUCHAS GRACIAS A TODOS!





# ÍNDICE

<b>1.</b>	<b>Introducción .....</b>	<b>1</b>
1.1.	Historia .....	3
1.2.	Túnel aerodinámico .....	5
1.3.	Principios de semejanza .....	10
<b>2.</b>	<b>Túneles aerodinámicos semejantes y capa límite atmosférica .....</b>	<b>15</b>
2.1.	Capa límite de la atmósfera terrestre .....	21
2.1.1.	Estructura de la capa límite atmosférica .....	22
2.1.2.	Características de la capa límite atmosférica .....	24
2.1.3.	Características de la velocidad media .....	24
2.1.4.	Características de la turbulencia atmosférica .....	28
<b>3.</b>	<b>Diseño geométrico del túnel elegido .....</b>	<b>31</b>
3.1.	Introducción .....	33
3.2.	La cámara de ensayos .....	36
3.3.	La contracción .....	41
3.4.	El difusor .....	50
3.5.	Codos .....	59
3.6.	Elementos reguladores de flujo .....	65
3.7.	Dispositivos generadores de turbulencia .....	69
3.8.	Conductos de adaptación .....	76
<b>4.</b>	<b>Planta motriz .....</b>	<b>79</b>
4.1.	Introducción .....	81
4.2.	Selección del ventilador .....	82
4.2.1.	Requisitos .....	83
4.2.2.	Teoría de diseño .....	84
4.2.3.	Selección de la matriz de ventiladores .....	84

4.2.3.1.	Configuración de matriz con 4 ventiladores .....	85
4.2.3.2.	Configuración de matriz con 16 ventiladores .....	90
4.2.3.3.	Selección final de la configuración de la matriz .....	94
4.3.	Sistema de control y regulación .....	96
4.3.1.	El motor de inducción .....	96
4.3.2.	Conexión eléctrica de los motores .....	97
4.3.3.	Elección del interruptor, contactor y protecciones de cada uno de los ventiladores .....	101
4.3.4.	Elección de los variadores y conexión a la red .....	102
4.3.5.	Elección final del sistema de control y regulación .....	105
<b>5.</b>	<b>Fabricación .....</b>	<b>107</b>
5.1.	Materiales .....	109
5.2.	Proceso de fabricación .....	109
5.3.	Sección de ventiladores .....	110
5.4.	Codos y contracción .....	111
5.5.	Difusores .....	112
5.6.	Cámara de ensayos .....	112
5.7.	Conductos de sección constante .....	113
<b>6.</b>	<b>Instrumentación .....</b>	<b>115</b>
6.1.	Medidores de presión .....	118
6.1.1.	Micromanómetros .....	118
6.1.2.	Transductores de presión eléctricos .....	119
6.1.3.	Pinturas sensibles a la presión (PSP) .....	121
6.2.	Medidores de velocidad .....	122
6.2.1.	Tubo de Pitot .....	122
6.2.2.	Anemometría de hilo caliente .....	123
6.2.3.	Anemometría Láser-Doppler .....	124
6.2.4.	Método de imágenes de partículas .....	126
6.3.	Medidores de temperatura .....	126

6.4.	Medidores de fuerzas y momentos .....	127
6.5.	Dispositivos de visualización de flujo .....	130
6.6.	Instrumentación elegida .....	132
<b>7.</b>	<b>Análisis de costes .....</b>	<b>133</b>
7.1.	Revestimiento .....	135
7.2.	Estructura .....	136
7.3.	Instrumentación .....	137
7.4.	Planta de potencia .....	138
7.5.	Personal y mano de obra .....	138
7.6.	Gastos generales .....	139
7.7.	Coste total del proyecto .....	139
<b>8.</b>	<b>Conclusión .....</b>	<b>141</b>
<b>9.</b>	<b>Referencias generales .....</b>	<b>147</b>
<b>10.</b>	<b>Anexo 1. Introducción al análisis numérico con el programa Fluent .....</b>	<b>151</b>
<b>11.</b>	<b>Anexo 2. Estudio del flujo en la contracción .....</b>	<b>157</b>
11.1.	Estudio de la longitud de la contracción .....	159
11.2.	Estudio del flujo de la contracción .....	169
<b>12.</b>	<b>Anexo 3. Estudio del flujo en los codos .....</b>	<b>173</b>
<b>13.</b>	<b>Anexo 4. Estudio del flujo en el difusor .....</b>	<b>181</b>
<b>14.</b>	<b>Anexo 5. Cálculo de pérdidas de carga .....</b>	<b>189</b>
14.1.	Definición del método .....	191
14.2.	Pérdidas de carga en la cámara de ensayos .....	197
14.3.	Pérdidas de carga en la contracción .....	201

14.3.1. Contracción como difusor .....	202
14.3.2. Contracción formada por conductos de sección constante .....	203
14.3.3. Pérdidas de carga según el diagrama de Moody .....	205
14.3.4. Pérdidas de carga calculadas con el programa Fluent .....	207
14.4. Pérdidas de carga en los codos .....	208
14.5. Pérdidas de carga en el difusor .....	211
14.5.1. Selección geométrica del difusor .....	214
14.5.2. Pérdidas de carga en el difusor seleccionado .....	226
14.6. Pérdidas de carga en el honeycomb .....	226
14.7. Pérdidas de carga en los conductos de adaptación .....	228
14.8. Pérdidas de carga en el túnel aerodinámico .....	228
<b>15. Anexo 6. Cálculo estructural .....</b>	<b>233</b>
15.1. Introducción .....	235
15.2. Paneles .....	237
15.3. Marcos .....	239
15.4. Vigas .....	245
<b>16. Anexo 7. Planos</b>	
<b>17. Anexo 8. Catálogos</b>	



# Sistema Eléctrico y de Control de Potencia de un Túnel Aerodinámico

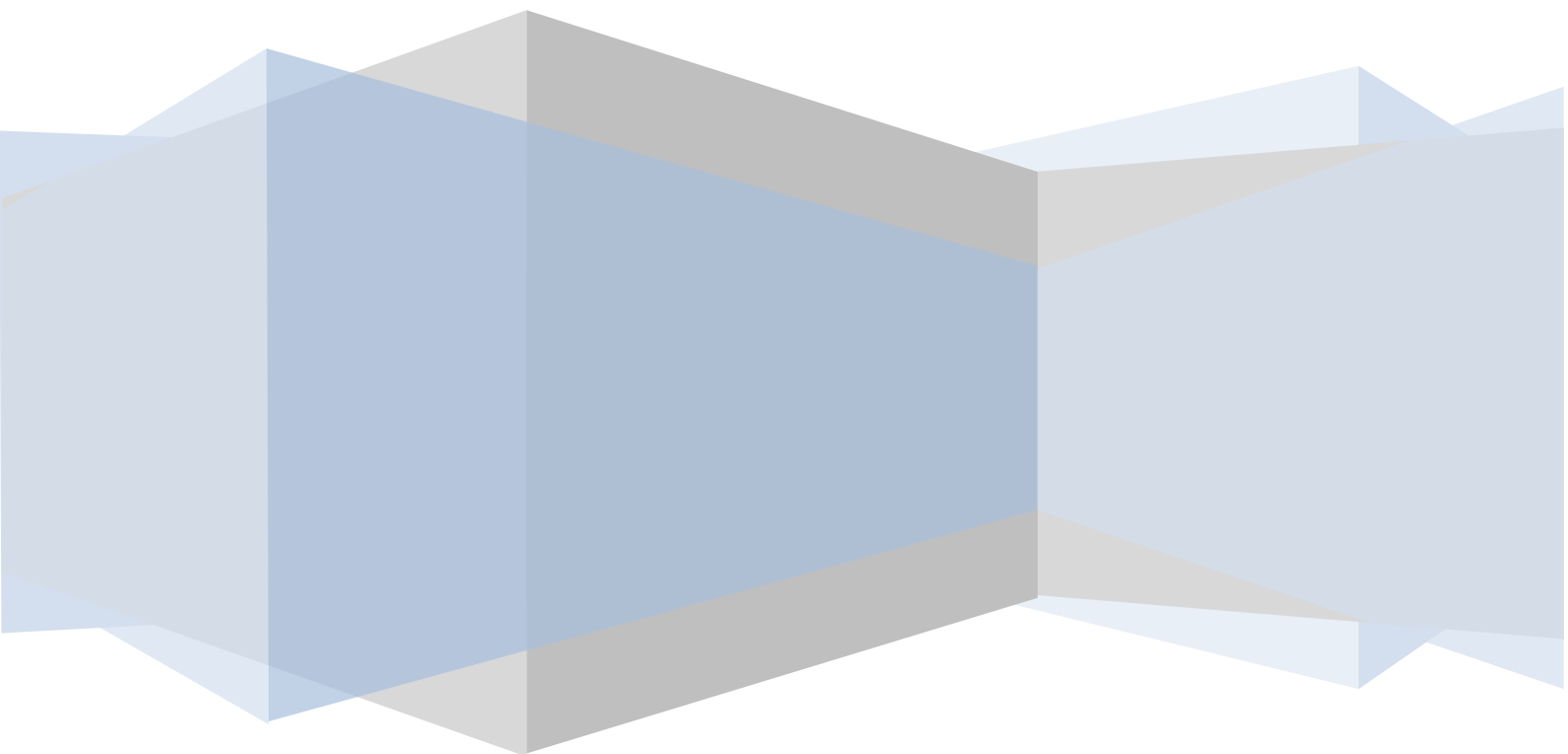
Proyecto Fin de Carrera

Autor: Ismael Embarek Hernández

Tutor: Santiago Pindado Carrión

Curso: 2011/2012

Enero 2012





# Introducción 1





## 1. Introducción

### 1.1. Historia

Desde el principio de los tiempos, el ser humano ha tenido la necesidad de construir. En los campos de la ingeniería y arquitectura, la construcción se puede definir como la técnica o el arte de fabricar edificios e infraestructuras. Hace miles de años, en la Prehistoria, ya se hacían pequeños utensilios cuya fabricación no necesitaba de un amplio desarrollo e investigación. Con el paso de los siglos, la intuición e inventiva humana han dado a luz multitud de ideas y se han ido perfeccionando cada vez más los procesos por los cuales se obtienen. Tanto es así, que hoy en día no se concibe una construcción sin un proyecto o una planificación previa, y es aquí donde la aerodinámica civil cobra importancia.

La utilización de túneles aerodinámicos en ingeniería civil está cada vez más demandada debido al actual desarrollo urbanístico, esto es, la necesidad de edificios cada vez más altos en los que concentrar mayor cantidad de población, puentes y estructuras que faciliten el paso de medios de transporte alternativos, la importancia de los aspectos artísticos en la construcción (además de los funcionales), etc.

Son muchos los factores que pueden hacer necesario el ensayo de alguna de esas estructuras en un túnel aerodinámico, y no existe un criterio universal a la hora de decidir si conviene o no hacerlo. Sin embargo, el estudio de algunos de los siguientes aspectos puede ayudar a la hora de tomar la decisión:

- Coste de la estructura: un ensayo en túnel puede suponer un gasto de entre 7.000 € y 70.000 €, por lo que primero hay que asegurar que el ahorro que supondría hacer dicho ensayo compensa los gastos de su realización. Generalmente, cualquier estructura civil puede permitirse un gasto de 60.000 € en ensayos de este tipo. Las edificaciones de gran presupuesto son aquellas más susceptibles de requerir un ensayo previo en túnel, ya que el posible ahorro de costes es mayor.

- Incertidumbre en las cargas: cuando exista la posibilidad de que la estructura, o parte de ella, pueda presentar problemas aeroelásticos, o se requiera el conocimiento exacto de las cargas sobre ella, el ensayo en túnel es prácticamente imprescindible, y más si la superficie de la construcción representa geometrías cuya distribución de presiones no está recogida en ninguna norma de construcción, como el Eurocódigo 1<sup>1</sup> o ASCE 07.
- Importancia de la estructura: muchas edificaciones van destinadas a soportar y albergar a personas. Por lo tanto, desde el punto de vista de la seguridad, se requiere el uso de valores conservativos. Con un adecuado ensayo previo en túnel, se conseguiría que la estructura fuese segura sin que ello conllevara un aumento significativo del coste.
- Criterios de funcionamiento: determinadas estructuras deben cumplir ciertos requisitos de funcionamiento especiales, los cuales no se aplican a otras edificaciones en general.
- Mayor precisión de los ensayos en túnel aerodinámico frente al análisis computacional: a pesar del enorme desarrollo que han tenido desde los años 80 los métodos computacionales en la aerodinámica (CFD – “*Computational Fluid Dynamics*”), hoy en día estos métodos aplicados a la aerodinámica civil no logran tener unos resultados lo suficientemente fiables como para ser una alternativa a los ensayos en túnel aerodinámico. No obstante, en determinados casos pueden ser una solución para un estudio general que conduzca a un análisis más depurado mediante la experimentación en túnel aerodinámico.

Se puede concluir, por tanto, que la utilización de túneles aerodinámicos destinados a la aerodinámica civil tiene un futuro asegurado a corto y largo plazo, haciendo de los gastos de su fabricación una inversión segura.

## 1.2. Túnel aerodinámico

Un túnel aerodinámico es una herramienta científico-tecnológica que sirve para estudiar las acciones del viento sobre obstáculos de geometrías diversas, y los fenómenos físicos en los que la participación del aire en movimiento es determinante, mediante la generación de una corriente fluida cuyas características (velocidad, turbulencia, temperatura, etc.) son conocidas.

Sin embargo, desde el punto de vista de la aerodinámica, se establece una clara división según la geometría del obstáculo a estudiar. Así pues, se puede hablar de aerodinámica aeronáutica o aerodinámica civil. En la primera los cuerpos a ensayar son fuselados, pensados para perturbar poco la corriente que fluye a su alrededor, de manera que la capa límite permanece adherida al obstáculo, evitando en lo posible su desprendimiento. La segunda se caracteriza porque dichos objetos no son cuerpos fuselados, sino cuerpos romos y generalmente con aristas (casas, puentes, torres...). Sobre este último caso trata el túnel aerodinámico desarrollado en este estudio.

En el proceso de diseño de una edificación existen muchas situaciones en las que, mediante la aplicación de las normas de cálculo de las acciones del viento (Eurocódigo 1, ASCE 07), no se pueden predecir con la precisión necesaria las cargas aerodinámicas sobre la estructura. Como se ha comentado, esto suele ocurrir cuando la forma de la estructura dista mucho de las formas básicas que se contemplan en las normas.

Así pues, la finalidad de los ensayos en túneles aerodinámicos es: suministrar a los diseñadores información sobre las particularidades del viento en las proximidades del objeto en consideración; proveer información sobre la distribución de presiones; y si la estructura es flexible y susceptible de experimentar fenómenos aeroelásticos, proporcionar los datos necesarios sobre las vibraciones inducidas por el viento, todo ello con una precisión mayor que la que se puede obtener con otros medios aparentemente más económicos.

En cuanto a la geometría, existen dos tipos básicos de túneles aerodinámicos, de circuito cerrado y circuito abierto, y dos tipos básicos de cámaras de ensayos, cerradas o abiertas. Cada uno de estos diseños geométricos presenta ventajas y desventajas. Como características más relevantes de los túneles de circuito abierto se pueden destacar:

- El coste de la construcción es normalmente menor.
- No existen problemas en visualización de flujo con humo (toxicidad, calidad de la visualización) ya que el aire se renueva continuamente.
- Si el túnel está dentro de un espacio cerrado, dependiendo de su tamaño pueden ser necesarios estudios del flujo de aire a la entrada y salida del mismo para asegurar un flujo correcto en la cámara de ensayos. Por otra parte, si está en un espacio abierto también las condiciones meteorológicas podrían llegar a afectarle.
- El túnel consume una gran cantidad de energía en el momento en que empieza a funcionar por lo que es conveniente utilizarlo cuando su uso vaya a ser prolongado<sup>2</sup>.
- Son bastante ruidosos, generalmente.

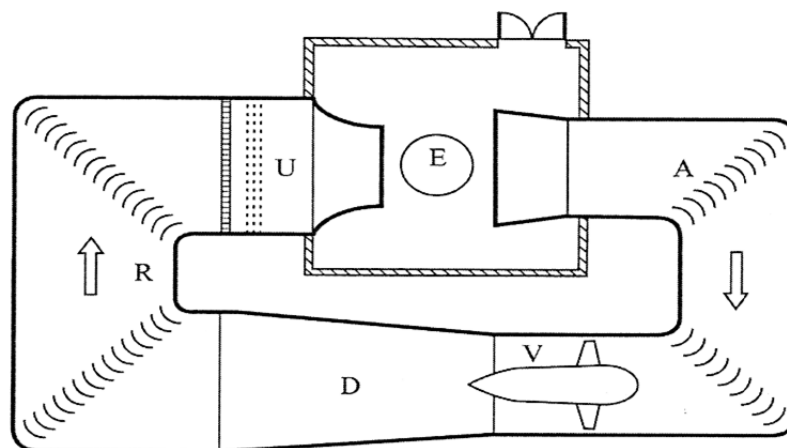
Y por su parte, sobre los túneles de circuito cerrado se pueden destacar los siguientes aspectos:

- El flujo está bien controlado y es independiente de las demás condiciones del edificio o espacio en el que esté localizado el túnel.
- En muchos casos se requiere menos energía para su utilización, ya que se controla la recirculación del flujo de aire. Esto es especialmente importante en túneles aerodinámicos grandes.
- Produce menos ruido.
- El coste suele ser mucho más elevado.
- Como el aire del túnel realiza un recorrido cíclico, no se puede prolongar mucho el uso de visualizaciones con humo ya que éste lo acabaría llenando.

- Si el túnel se usa para ensayos muy largos, puede ser necesario un método de refrigeración del aire del mismo (o prever una forma de renovación del aire del circuito).

A la hora de valorar si la sección de ensayo ha de ser abierta o cerrada, conviene tener en cuenta el tipo de ensayo a realizar en el túnel. Los túneles de sección de ensayo abierta tienen menos problemas de bloqueo en esta sección. Sin embargo, una sección de ensayo abierta, en combinación con un circuito abierto, normalmente requiere un cuidadoso diseño de las entradas y salidas de aire a la mencionada sección de ensayo. Por otra parte, las secciones de ensayo abiertas en túneles cerrados suelen experimentar graves problemas de fluctuaciones de flujo que requieren un extenso estudio, y la aplicación de correcciones<sup>3</sup>. La mayoría de túneles utilizan secciones de ensayo cerradas, y si el túnel es bastante grande, la geometría de éstas suelen ser rectangulares, ya que facilita el cambio del modelo y en general el trabajo en su interior.

A tenor de lo encontrado en la bibliografía y otras fuentes disponibles, parece que las combinaciones más genéricas para un túnel aerodinámico son las que aparecen reflejadas en las Figuras 1.1 a 1.3.



*Figura 1.1. Túnel aerodinámico de sección de ensayos abierta con circuito de retorno (Meseguer y Sanz<sup>3</sup>). Las distintas partes señaladas en la figura son: A-Salida de contracción/difusor; E-Cámara o sección de ensayos; V-Planta motriz; D-Difusor; R-Codos, circuito de túnel; U-Cámara de tranquilización y estabilizadores de corriente.*

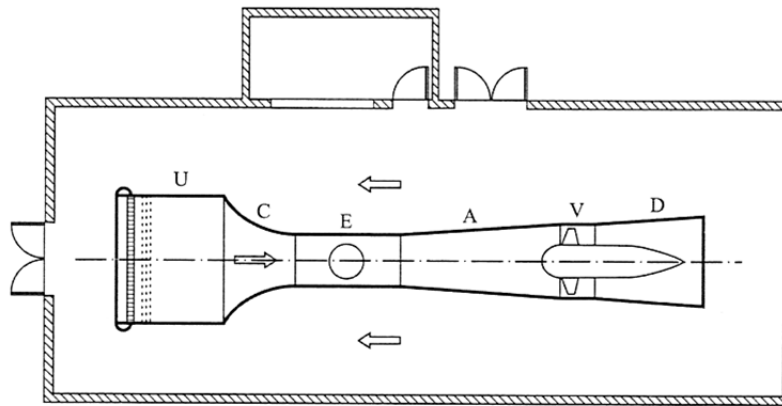


Figura 1.2. Túnel aerodinámico de sección de ensayos cerrada y sin circuito de retorno (Meseguer y Sanz<sup>3</sup>). Las distintas partes señaladas en la figura son: A-Salida de contracción/difusor; E-Cámara o sección de ensayos; V-Planta motriz; D-Difusor; R-Codos, circuito de túnel; U-Cámara de tranquilización y estabilizadores de corriente.

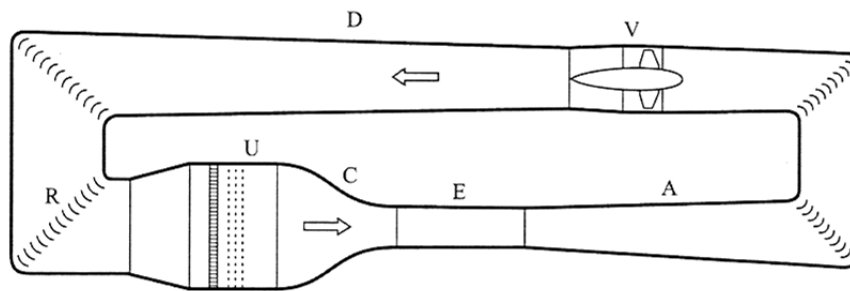


Figura 1.3. Túnel aerodinámico de sección de ensayos cerrada y con circuito de retorno (Meseguer y Sanz<sup>3</sup>). Las distintas partes señaladas en la figura son: A-Salida de contracción/difusor; E-Cámara o sección de ensayos; V-Planta motriz; D-Difusor; R-Codos, circuito de túnel; U-Cámara de tranquilización y estabilizadores de corriente.

Además, los túneles pueden ser clasificados en función de la posición de los ventiladores con respecto a la cámara de ensayos. Se llama túnel soplado a aquel en el que la sección motriz se encuentra aguas arriba de la cámara de ensayos. Por el contrario, un túnel aspirado es aquel en el que los motores están colocados tras el difusor. El primer tipo mencionado genera una mayor velocidad en la cámara de ensayos que en el segundo caso<sup>3</sup>. Sin embargo, es necesario un mayor control del flujo y uniformizar la corriente antes de que ésta llegue a la cámara. Una última clasificación, que se muestra en la Figura 1.4, atiende a la velocidad del flujo a la que se realizan los ensayos.













Régimen de Velocidad	Flujo Típico (Modelo)	Sección de Entrada	Radio de Compresión	Motor o sistemas de motor
Subsónico ( $M=0-0.7$ )			1.0+	
Transónico ( $M=0.7-1.2$ )			1.1	
Supersónico ( $M=1.2-5$ )			2 ( $M=2$ )	
Hipersónico ( $M>5$ )			20 ( $M=5$ )	

Figura 1.4. Clasificación de túneles aerodinámicos según la velocidad del flujo<sup>4</sup>.

Generalmente y sin atender a las peculiaridades de cada túnel, en cualquier tipo se pueden distinguir las siguientes secciones:

- Planta motriz: formada por uno o varios ventiladores, es la parte encargada de generar la velocidad en el fluido, que en el caso que nos ocupa es el aire.
- Cámara de ensayos: es donde se coloca el objeto a ensayar. De las dimensiones de la misma va a depender el tamaño de las maquetas objeto de estudio, siendo este tamaño un parámetro fundamental a la hora de aplicar los criterios de semejanza.
- Estabilizadores de corriente: un conjunto de elementos diferentes que se pueden colocar tras la planta motriz, antes de la misma o en cambios de secciones para conseguir que las condiciones del flujo sean las óptimas durante todo el túnel y, en algunos casos, reducir las pérdidas. El uso de redes y de panales de abeja o “*honeycombs*” son los métodos más habituales para reducir la turbulencia del fluido. Las redes producen un perfil de velocidad muy uniforme aunque aumentan mucho las pérdidas de carga, por lo que se colocan en puntos de baja velocidad. Los panales de abeja, por su parte, se utilizan para controlar torbellinos y fluctuaciones de

velocidad lateral (véase algunos ejemplos de estos elementos en la Figura 3.22).

- Difusor: en él se reduce la velocidad expandiendo el fluido. Es importante un buen diseño del mismo, ya que es una parte del túnel muy propensa a crear separación de la capa límite y pulsaciones del flujo por readherencias cíclicas.
- Contracción: en ella se aumenta la velocidad del fluido para conducirlo a la cámara de ensayos. La importancia de un diseño óptimo es similar a la del difusor.

### 1.3. Principios de semejanza

Para que un ensayo en un túnel aerodinámico tenga unos resultados satisfactorios y fiables, debe existir una triple semejanza entre el modelo que se ensaya y el objeto real. Se trata de una semejanza geométrica, cinemática y dinámica<sup>5</sup>.

La semejanza geométrica se refiere a una réplica a escala del objeto real y de su entorno. Especial atención merecen los detalles de la maqueta, los cuales deben reproducir fielmente a los del modelo real. No obstante, pasado un cierto punto, un mayor nivel de detalle no influye en los resultados medidos en túnel aerodinámico.

La semejanza cinemática se define como la similitud entre líneas de corriente en las proximidades del modelo real y del objeto reproducido. Ésta semejanza implica semejanza geométrica, pero no viceversa.

Cuando las fuerzas que se experimentan en puntos homólogos del campo fluido del modelo real y del obstáculo son semejantes, y se impone una relación constante de densidades para ambos flujos, se puede hablar de semejanza dinámica. Para obtenerla hay que reproducir una serie de parámetros adimensionales del flujo (números de Mach, Reynolds, Froude, Euler, Prandtl, Strouhal, Jensen).

El número de Mach se define como el cociente entre la velocidad de un fluido y la correspondiente velocidad del sonido en las mismas condiciones.



$$M = \frac{v}{a}, \quad (1.1)$$

siendo  $v$  la velocidad de la corriente y  $a$  la velocidad del sonido. También se puede definir como la relación entre la raíz cuadrada de las fuerzas de inercia y la raíz cuadrada de las fuerzas elásticas. Hay que tener en cuenta que para flujos incompresibles, esto es  $M < 0,3$ , este parámetro no es importante.

La relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas se conoce como número de Reynolds. Las fuerzas viscosas son despreciables frente a las de inercia cuando nos movemos a altos números de Reynolds, y por lo tanto, el flujo estará en régimen turbulento. Por el contrario, a bajos números de Reynolds el flujo será laminar. El valor en el que se produce la separación entre ambos regímenes se llama Reynolds crítico (para cuerpos fuselados). Las cargas aerodinámicas dependen del valor del Reynolds, y eso puede plantear errores de interpretación al ensayar reproducciones fuseladas a escala, ya que éstas pueden ser ensayadas en régimen laminar estando toda la estructura real inmersa en un fluido turbulento.

$$Re = \frac{\rho v l}{\mu}, \quad (1.2)$$

siendo  $\rho$  la densidad del fluido,  $l$  la longitud característica y  $\mu$  la viscosidad dinámica del fluido.

El número de Froude representa la relación entre las fuerzas de inercia y las gravitatorias. En la gran parte de los estudios aerodinámicos este parámetro no se tiene en cuenta, dado que sólo es importante en el caso de considerarse fuerzas másicas sobre el fluido.

$$Fr = \sqrt{\frac{v^2}{gl}}, \quad (1.3)$$

siendo  $g$  la aceleración de la fuerza gravitatoria terrestre.

A la relación entre las fuerzas de presión y las de inercia se le conoce como número de Euler, muy similar al coeficiente de presión.

$$Eu = \frac{p - p_{\infty}}{\rho v^2}. \quad (1.4)$$

El número de Prandtl está relacionado con el transporte de energía por conducción de calor, y es una propiedad del fluido que depende de la temperatura. Este parámetro es despreciable cuando el flujo tiene baja velocidad y el aire tiene un comportamiento caloríficamente perfecto.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}, \quad (1.5)$$

siendo  $c_p$  el calor específico a presión constante y  $k$  el coeficiente de conductividad térmica del fluido.

El número de Strouhal se define como el cociente entre el tiempo de residencia de una partícula (el tiempo que una partícula que se mueve a la velocidad característica permanece en una región de longitud característica) y el tiempo característico (el inverso de la frecuencia para movimientos periódicos). El movimiento se considera estacionario si el Strouhal es bajo.

$$St = \frac{l}{ut_0}. \quad (1.6)$$

El número de Jensen se define como la relación entre la longitud característica de un modelo y la longitud de rugosidad del terreno. Con su conservación se pretende que la turbulencia del flujo en el túnel aerodinámico tenga la misma forma que la del flujo en el viento natural.

$$Je = \frac{L}{z_0}, \quad (1.7)$$

siendo  $L$  la longitud característica del modelo (normalmente la altura) y  $z_0$  la longitud de rugosidad del terreno.

De todos estos parámetros, los dos más importantes son el Mach y el Reynolds. Para conservar el segundo, si tanto el obstáculo real como la maqueta están inmersos en el mismo fluido, basta con mantener el valor del producto de la velocidad del fluido por la longitud característica del modelo. Sin embargo, la velocidad también es una de las variables del número de Mach, por lo que para

conservar uno de los parámetros necesitamos cambiar el otro, lo que hace imposible la conservación de los dos al mismo tiempo (salvo que se actúe sobre las propiedades del fluido). La elección de conservar uno u otro parámetro se hará en función del cuerpo a ensayar, y según sea el más influyente en el flujo.

Una vez conocidas las clasificaciones y características principales de los túneles aerodinámicos es posible concretar cuáles de estos aspectos son más convenientes para el caso que se aborda en este proyecto: un túnel de simulación de capa límite atmosférica.

Los túneles aerodinámicos de simulación de capa límite atmosférica se caracterizan por lograr la simulación a escala de los perfiles de velocidad y turbulencia de un tipo concreto de viento. Con la expresión “tipo de viento” se hace referencia a un determinado perfil de viento tipificado en una norma de uso como el Eurocódigo 1 o ASCE 7. Más adelante, en el apartado 2.1 se desarrolla esta cuestión.



# **Túneles aerodinámicos semejantes y capa límite atmosférica**

# **2**



## 2. Túneles aerodinámicos semejantes y capa límite terrestre

La variedad de túneles aerodinámicos que hay alrededor del mundo es inmensa. Véase en la Figura 2.1 una gráfica con la relación entre el área y la velocidad en la cámara de ensayos de distintos túneles aerodinámicos. Además de los ensayos para los que fueron diseñados, unos de otros se diferencian por parámetros como son la sección de la cámara de ensayos, su longitud, la velocidad de la corriente, la relación de contracción, etc., sin olvidar las posibilidades de diseño que de por sí acompañan a un túnel, como por ejemplo si es de circuito abierto o cerrado, de cámara de ensayos abierta o cerrada, etc.

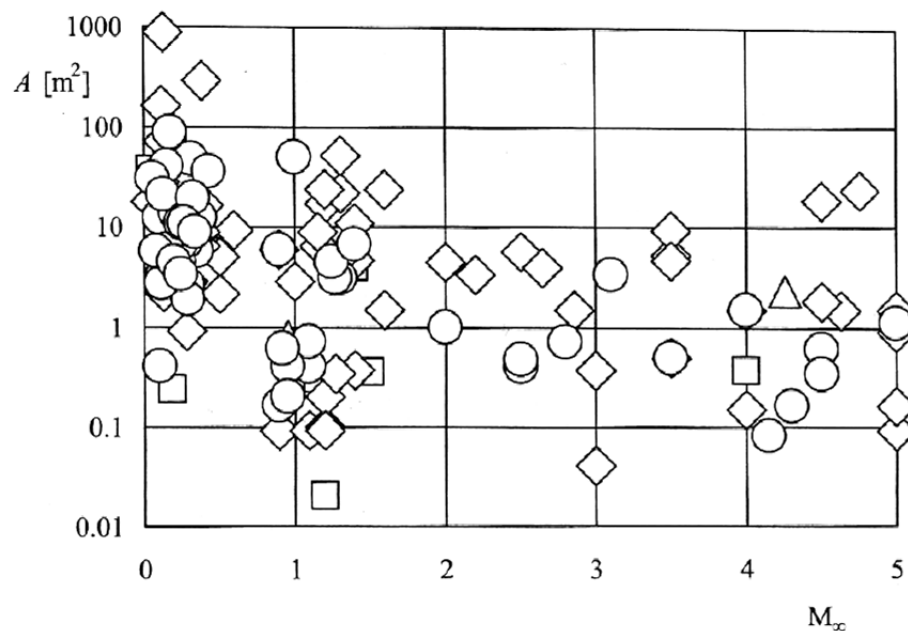


Figura 2.1. Gráfica de diversos túneles aerodinámicos según la sección y velocidad en la cámara de ensayos, siendo su situación geográfica EE.UU. (rombos), Europa (círculos), Canadá (triángulos) y Japón (cuadrados)<sup>3</sup>.

Sin embargo, como ya se ha mencionado, no todos los túneles se diseñan para la misma finalidad. Los túneles de simulación de capa límite atmosférica se utilizan principalmente por dos motivos:

- Ayudar a comprender los movimientos del aire en la atmósfera.
- Ayudar a solventar problemas de ingeniería, tales como:

- Predicción de fuerzas y momentos debidos al viento sobre estructuras (tanto fuerzas totales como fluctuaciones locales de presión).
- Predicción de la forma en que las estructuras afectan al viento.
- Estudio de la difusión de contaminantes y de la evolución de la polución.

Los ensayos que se pretenden realizar en el túnel que se diseña en este proyecto son sobre estructuras rígidas. Algunos ejemplos de este tipo de ensayos son:

- Ensayos de edificios de gran altura rodeados por otras edificaciones de similares características (efectos de interferencia). En este caso se suelen ensayar dos modelos distintos, uno elástico para analizar la respuesta aeroelástica de la estructura, y un segundo modelo rígido para la medida de las distribuciones de presión en las fachadas y tejados, así como el estudio de las peculiaridades del flujo en zonas de interés.
- Cubiertas y revestimientos de edificios singulares, cuyo fin es conocer la distribución de cargas aerodinámicas sobre la cubierta o el revestimiento, debido a que son cargas que gobiernan el diseño o lo condicionan en gran medida. Además, interesa conocer la configuración fluida alrededor del edificio con el fin de estimar los efectos del viento sobre los peatones, la operatividad de los sistemas de ventilación, calefacción, etc.
- Ensayos en puentes o ensayos de vehículos sobre puentes, para medir cómo el viento puede afectar a la seguridad de los vehículos que circulan por el puente, o las vibraciones inducidas por el viento.
- Estructuras especiales como monumentos, esculturas, plataformas marinas, estaciones de radar, etc.
- Acumulación de nieve en tejados de geometría poco habitual.
- Ensayos de edificios y entornos industriales en los que se generan productos contaminantes, para asegurar la dispersión adecuada de las materias nocivas.



- Ensayos para evaluar las condiciones de ventilación de edificios.
- Entornos urbanos con el fin de diseñar estrategias para combatir la polución atmosférica local, etc.
- Amplificación de los efectos del viento y modificación del flujo debido a obstáculos naturales próximos (colinas, valles).

En la tabla 2.1 se incluyen las características de algunos de los túneles aerodinámicos en el mundo capaces de hacer simulaciones de capa límite atmosférica.

*Tabla 2.1-a. Características de distintos túneles aerodinámicos existentes dedicados a ensayos con simulación de capa límite atmosférica. Se incluyen como datos principales el área transversal de la cámara de ensayos  $A$ , la velocidad media  $U$ , la longitud de la cámara de ensayos  $L$ , y la escala típica de los modelos ensayados.*

<b>Túnel aerodinámico</b>	<b><math>A \text{ (m}^2\text{)}</math></b>	<b><math>L \text{ (m)}</math></b>	<b><math>U \text{ (m/s)}</math></b>	<b>Escala</b>	<b>Otros datos</b>
Marchwood Engineering Lab, C.E.G.B., Southampton, U.K.	9,1 x 2,7	21	15	1:300	
University's Goldstein Laboratory at Barton, Fluid Mechanics Research Group, School of Engineering, University of Manchester, U.K.	4,57 x 1,52	11	22	1:500	Relación de contracción: 3
Wind Engineering and Fluids Laboratory, Engineering Research Center, Colorado State University, U.S.A.	3,66 x 2,13	17,42	12,2		Potencia instalada: 355 kW
WT-11, Danish Maritime Institute, DMI, Lyngby (Copenhagen), Denmark	1,6 x 1,8	20,8	24	1:200	Relación de contracción: 4,5 Potencia instalada: 160 kW
Aerodynamik im Bauwesen, Universität Bochum, Deutschland	2,4 x 1,8	22,4		1:500	Potencia instalada: 160 kW

*Tabla 2.1-b. Características de distintos túneles aerodinámicos existentes dedicados a ensayos con simulación de capa límite atmosférica. Se incluyen como datos principales el área transversal de la cámara de ensayos  $A$ , la velocidad media  $U$ , la longitud de la cámara de ensayos  $L$ , y la escala típica de los modelos ensayados.*

<b>Túnel aerodinámico</b>	<b><math>A</math> (m<sup>2</sup>)</b>	<b><math>L</math> (m)</b>	<b><math>U</math> (m/s)</b>	<b>Escala</b>	<b>Otros datos</b>
Environmental Fluid Mechanics Laboratory, Department of Civil Engineering, National Central University, Republic of China	3,1 x 2,1	18,5	20		Relación de contracción: 4 Potencia instalada: 149,1 kW
Soufflerie a couché limite turbulence, C.E.B.T.P., France	2 x 1,8	20	45		Potencia instalada: 164 kW
U.C.D.-A.B.L.W.T., College of Engineering, University of California, U.S.A.	1,22 x 1,71	14,6	4		Potencia instalada: 55,9 kW
B.M.T. Fluid Mechanics Limited, Teddington, U.K.	4,8 x 2,4		45	1:400	
Meteorologisches Institut, Zentrum für Meeres und Klimaforschung, Universität Hamburg, Deutschland	4 x 2,62	18			Relación de contracción: 3,35 Potencia instalada: 355 kW
Building Science Laboratory, UC-Berkeley College of Environmental Design, University of California at Berkeley, U.S.A.	2,1 x 1,5	19,5			
Wind Tunnel Laboratory, School of Civil & Structural Engineering, Nanyang Technological University, Singapore	3 x 2	24			

### 2.1. Capa límite de la atmósfera terrestre

El estudio del efecto de la capa límite terrestre sobre las estructuras de ingeniería civil es el objetivo de los túneles anteriormente descritos. Por ello, también es necesario comprender cómo funciona esa capa en nuestra atmósfera y cómo se puede reproducir en un túnel aerodinámico. Este apartado contiene conceptos de diversos estudios sobre el flujo en la capa límite, los cuales son necesariamente aplicables al diseño del túnel.

Se puede definir la capa límite atmosférica como la capa de aire que está directamente sobre la superficie de la Tierra, la cual produce efectos debidos a la fricción sobre ella. El factor más importante que influye en la formación de la capa límite es la irregularidad de la superficie terrestre.

Generalmente, el flujo en esta capa es turbulento, lo que hace que se produzcan en ella variaciones tanto temporales como espaciales. Para facilitar el análisis de estas variaciones, normalmente se expresa el campo de velocidad del flujo según distintos componentes, como se muestra en las expresiones (2.1) y (2.2).

$$\mathbf{u}(\vec{r}, t) = u(\vec{r}, t)\vec{i} + v(\vec{r}, t)\vec{j} + w(\vec{r}, t)\vec{k}, \quad (2.1)$$

$$\mathbf{u}(\vec{r}, t) = \bar{\mathbf{u}}(\vec{r}) + \mathbf{u}'(\vec{r}, t), \quad (2.2)$$

siendo  $\bar{\mathbf{u}}(\vec{r})$  el vector de velocidad media, definido según la expresión (2.3).

$$\bar{\mathbf{u}}(\vec{r}) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \mathbf{u}(\vec{r}, t) dt. \quad (2.3)$$

En la superficie, la velocidad es nula debido a que se considera que no hay deslizamiento. A medida que va aumentando la altura sobre la superficie, la velocidad aumenta hasta llegar a un máximo, la velocidad de la corriente libre, que marca la frontera de la capa límite. Ya que la velocidad alcanza ese valor de manera asintótica, se define el espesor de esta capa como la altura a la cual la velocidad es el 99% del valor de la velocidad de la corriente libre.

Además del gradiente de velocidad, otros factores que influyen en la formación de la capa límite son la temperatura de la superficie terrestre y el calor del sol, los

cuales pueden producir gradientes térmicos en la atmósfera. Sin embargo, cuando la velocidad del viento es relativamente alta, los efectos térmicos no tienen gran importancia. Cuando la velocidad supera los 10 m/s se puede considerar a la capa límite como adiabática y estable térmicamente<sup>6</sup>.

### 2.1.1. Estructura de la capa límite atmosférica

En la Figura 2.2 se muestra la estructura de la capa límite para unas condiciones de neutralidad entre capas y terreno rugoso (con pequeños edificios). La capa se divide en dos regiones, una más cercana a la superficie y otra exterior. A su vez, la región interior se divide en otras dos subcapas, la interfacial y la inercial.

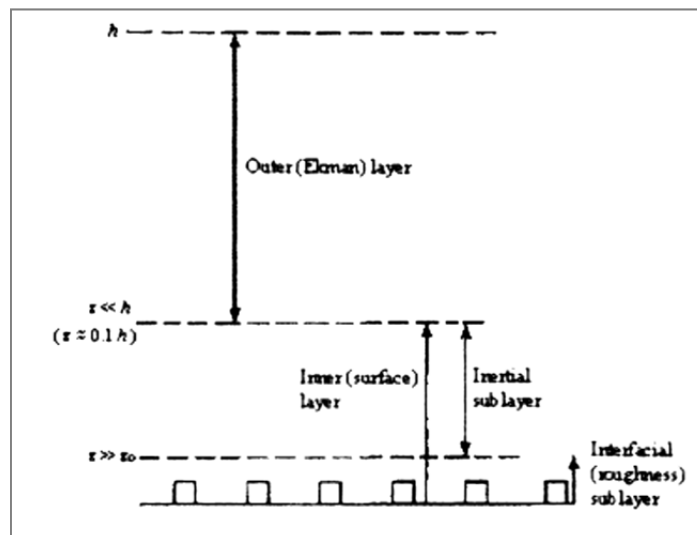


Figura 2.2. Estructura de la capa límite atmosférica según Garrat<sup>7</sup>.

La subcapa interfacial se sitúa en la parte inferior de la capa límite, influyendo sobre ella los rasgos rugosos superficiales. El tensor de esfuerzos del Reynolds en la parte superior de los elementos rugosos alcanza el valor máximo, siendo nulo en la superficie, y esto se debe a que estos elementos generan un momento de pérdida de las fuerzas de presión en el flujo. Se llama “desplazamiento del plano cero” al espesor de esta capa. Cuando el espesor de la rugosidad es pequeño (como en un campo abierto) esta subcapa interfacial es muy delgada, y el “desplazamiento del plano cero” se considera nulo<sup>8</sup>.

La subcapa inercial es la región que está afectada por las características de la superficie. Por ello, según el Eurocódigo 1, esas características se agrupan dentro de cuatro tipos de terrenos diferentes según se muestra en la tabla 2.2. Otras normas como el ASCE 07 adoptan otras clasificaciones.

Tabla 2.2. Categorías de terreno según el Eurocódigo 1 <sup>1</sup>.

<b>Categoría</b>	<b>Descripción</b>
I	Mar abierto, lagos de al menos 5 km de “fetch” en la dirección del viento, terreno llano sin obstáculos.
II	Granjas con setos, pequeñas estructuras agrarias ocasionales, casa o árboles.
III	Áreas suburbanas o industriales, bosques permanentes.
IV	Áreas urbanas con al menos el 15% de su superficie cubierta con edificios de altura media mayor de 15 metros.

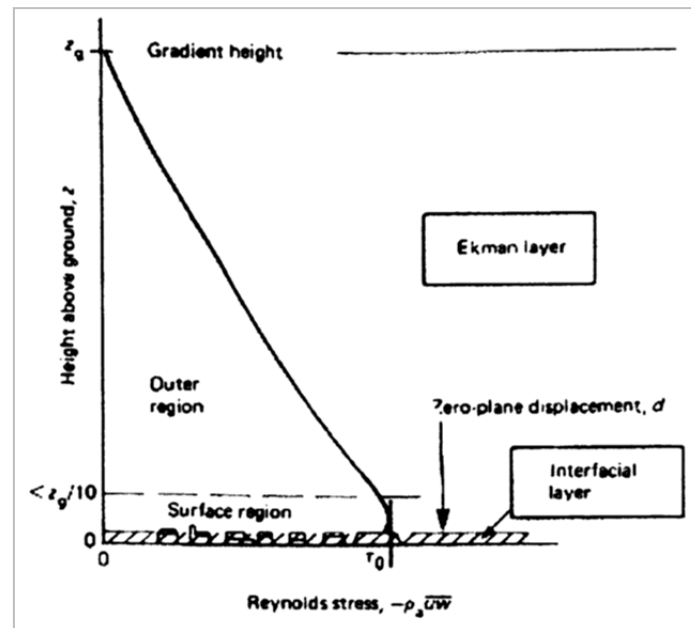


Figura 2.3. Tensor del Reynolds a través de la capa límite atmosférica según Cook<sup>8</sup>.

La región exterior, también conocida como la capa Ekman, no está significativamente afectada por la rugosidad de la superficie. Esta parte de la capa límite se caracteriza porque el valor del tensor de Reynolds se reduce desde el

máximo alcanzado en la región interior hasta anularse en la altura máxima de la capa límite. En la Figura 2.3 se muestra esquemáticamente este suceso.

### 2.1.2. Características de la capa límite atmosférica

La representación de la capa límite continúa siendo objeto de debate hoy en día. Grandes cantidades de datos experimentales han permitido formular modelos empíricos para simular su comportamiento y características<sup>6</sup>. Los rasgos más generales y comúnmente aceptados son:

- La variación espacial de las velocidades medias con la altura.
- La distribución espacial de las tres componentes de la intensidad de turbulencia (se suele simplificar a la componente longitudinal).
- Las correlaciones longitudinales y transversales de las tres componentes de la turbulencia, usualmente referidas como las escalas longitudinales y laterales de la turbulencia (se suele simplificar a la escala longitudinal).
- Espectro de potencia de las tres componentes de la turbulencia (se suele simplificar a la componente longitudinal).

### 2.1.3. Características de la velocidad media

Se han sugerido muchas leyes para la variación de la velocidad media con la altura. La ley parabólica formulada en la expresión (2.4) es una razonable representación de los perfiles de velocidad medidos<sup>9</sup>.

$$\frac{\bar{u}}{\bar{u}_{ref}} = \sqrt{\left(\frac{z + 22}{z_{ref} + 22}\right)}, \quad (2.4)$$

donde las unidades de  $z$  y  $z_{ref}$  son en metros.

Sin embargo, esta ley parabólica se desarrolló sin considerar los datos obtenidos a altitudes inferiores a 10 metros. Un modelo empírico mejor es el que representa la siguiente expresión, que define el perfil de velocidades de manera potencial<sup>10</sup>:

$$\frac{\bar{u}}{\bar{u}_{ref}} = \left( \frac{z}{z_{ref}} \right)^\alpha, \quad (2.5)$$

siendo  $\alpha$  una función de la rugosidad del terreno, cuyo valor para las distintas categorías de terreno se muestra en la tabla 2.3.

*Tabla 2.3. Valores de  $\alpha$  según la categoría de terreno para la caracterización del perfil de velocidades del viento según el modelo potencial<sup>11</sup>.*

<b>Categoría</b>	<b>I</b>	<b>II</b>	<b>III</b>	<b>IV</b>
<b><math>\alpha</math></b>	0,12	0,16	0,22	0,3

La velocidad longitudinal  $\bar{u}(z)$  es una media de la velocidad a lo largo del tiempo para una altura  $z$  sobre la superficie terrestre. Generalmente, la distribución de velocidad está normalizada para una altura de referencia de 10 metros.

A pesar de la ley potencial, los valores correspondientes a alturas inferiores a 10 metros no están bien representados empíricamente. Un modelo logarítmico se ajusta más a esos valores, pudiéndose aplicar a esas distancias y a la subcapa inercial. Este es el caso de la expresión (2.6)<sup>11</sup>.

$$\bar{u} = \frac{u_*}{0,4} \cdot \ln \left( \frac{z - z_d}{z_0} \right). \quad (2.6)$$

Esta ley tiene en cuenta el “desplazamiento del plano cero” o espesor de la subcapa interfacial  $z_d$ , y de esta forma considera los elementos de rugosidad del terreno. Además, también queda reflejada la rugosidad aerodinámica  $z_0$  y la velocidad de fricción  $u_*$ . En la tabla 2.4 se muestran los valores de la rugosidad aerodinámica para un rango de alturas  $z_{min} \leq z \leq 200$  metros.

*Tabla 2.4. Valores de  $z_0$  y  $z_{min}$  según las categorías de terreno para la caracterización del perfil de velocidades del viento según el modelo logarítmico<sup>1</sup>.*

<b>Categoría de terreno</b>	<b>I</b>	<b>II</b>	<b>III</b>	<b>IV</b>
<b><math>z_0</math> (m)</b>	0,01	0,05	0,3	1
<b><math>z_{min}</math> (m)</b>	1	2	5	10

La velocidad de fricción se define a través del esfuerzo de cortadura en la superficie y de la densidad ambiental. Para casos de vientos extremos, ésta suele ser del orden de 1-2 m/s.

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}. \quad (2.7)$$

En la Figura 2.4 se observa que el perfil de velocidades presenta mayor variación respecto a una velocidad de referencia a medida que la categoría va aumentando, ya que con ella aumenta también la rugosidad y la fricción.

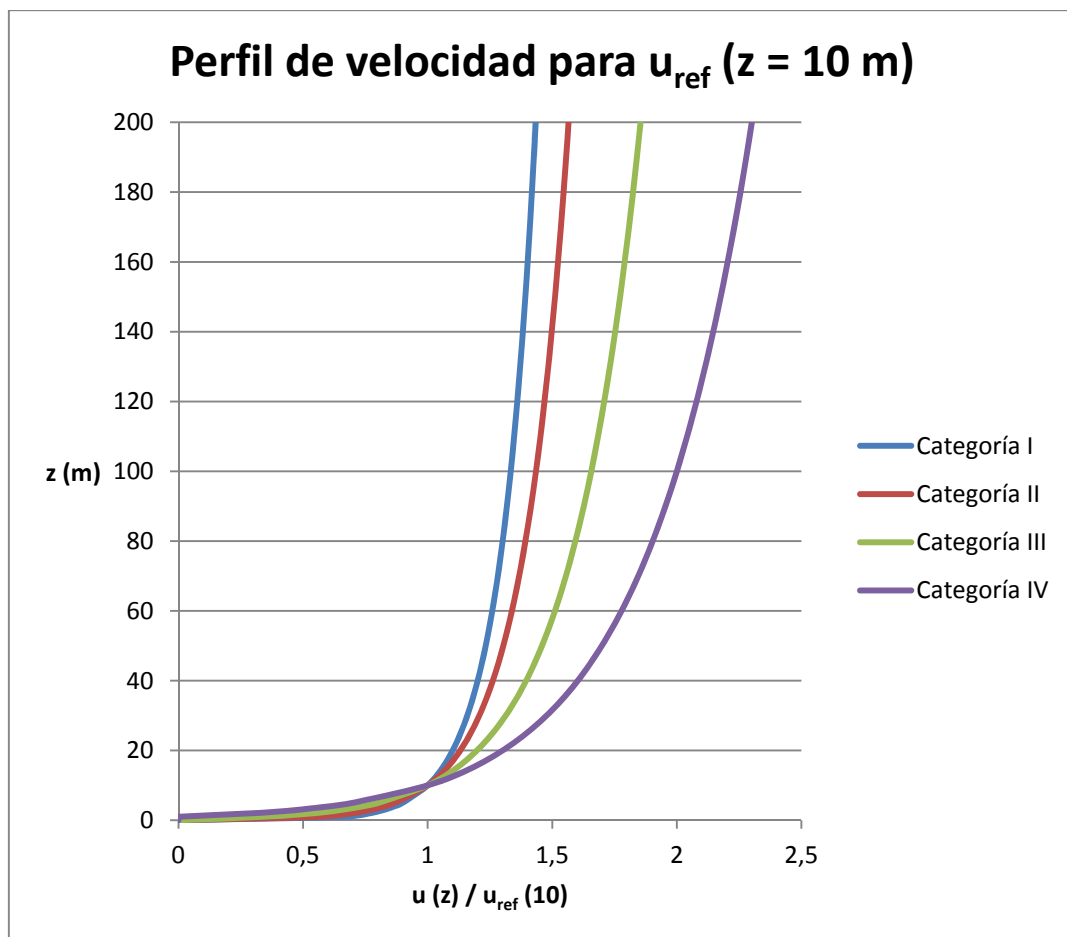
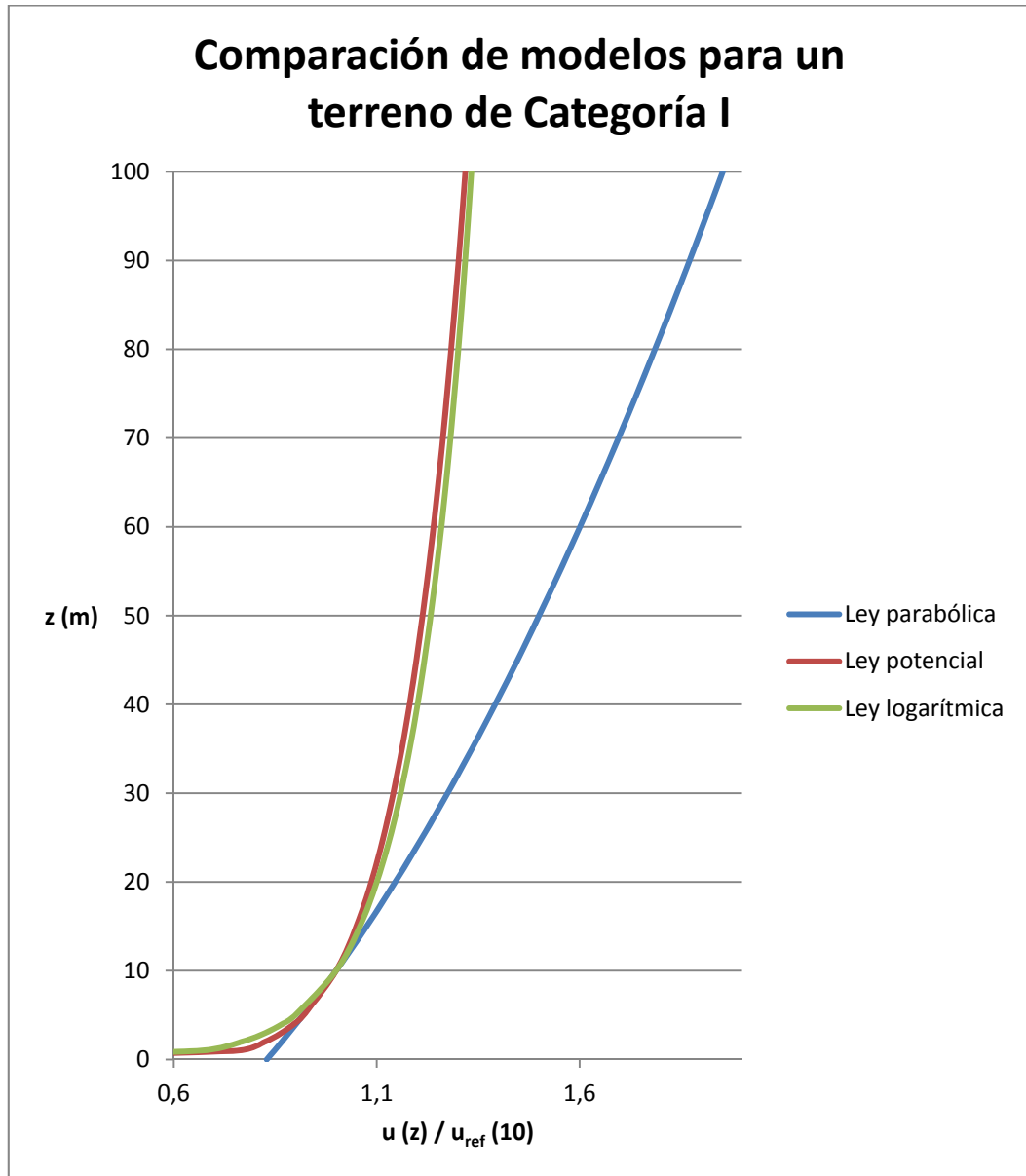


Figura 2.4. Gráfica de los perfiles de velocidad según la ley logarítmica, adimensionalizadas con la velocidad de referencia a 10 metros de altura y una velocidad de fricción de 1,5 m/s.



En la Figura 2.5 puede observarse la equivalencia de la ley logarítmica respecto a la potencial para valores de altitud superiores a 10 metros. No se puede decir lo mismo de la ley parabólica, que fue la primera en formularse.



*Figura 2.5. Comparación de resultados entre los diferentes modelos empíricos de representación de la capa límite para una velocidad de referencia a 10 metros y según las características de un terreno de categoría I.*

#### 2.1.4. Características de la turbulencia atmosférica

Las fluctuaciones de la velocidad, desde el punto de vista de un observador fijo, pueden ser conceptualmente entendidas como el resultado del paso de una secuencia de torbellinos, cada uno de los cuales con un movimiento periódico de frecuencia angular  $\omega = \frac{2\pi}{N}$ . La energía cinética del movimiento turbulento puede ser considerada como la suma de las contribuciones de cada uno de los remolinos del flujo. El espectro energético del movimiento turbulento es una función que representa la dependencia del número de ondas con las contribuciones energéticas<sup>16</sup>. Por lo tanto, se puede entender la distribución energética de un flujo turbulento analizando el espectro energético del movimiento.

Como las velocidades varían espacial y temporalmente, la teoría estática de la turbulencia considera que ciertas medidas de correlación pueden dar una idea del tamaño de las ráfagas y de los remolinos que se producen en una turbulencia. Este concepto queda reflejado en la expresión (2.8)<sup>7</sup>.

$$Lu_x = \int_0^{\infty} R_{u_1u_2}(x) dx, \quad (2.8)$$

siendo  $R_{u_1u_2}$  la covarianza de los fluctuantes componentes de la velocidad longitudinal separados a una determinada distancia. Se considera también que estas perturbaciones influyen en la velocidad media  $\bar{\mathbf{u}}(\vec{r}, t)$ , por lo que se puede reescribir la expresión anterior como la siguiente.

$$Lu_x = \bar{u} \cdot \int_0^{\infty} R(\tau) d\tau, \quad (2.9)$$

siendo  $R(\tau)$  la autocorrelación de la velocidad longitudinal fluctuante, y  $\tau$  el tiempo de retraso entre las velocidades medidas.

La pequeña escala de torbellinos turbulentos está asociada con el extremo de alta frecuencia del espectro, lo que hace que tengan propiedades independientes<sup>12</sup>. Además, el tamaño de los torbellinos representados en el espectro se puede dividir en tres categorías (tal y como se observa en la Figura 2.6)<sup>13</sup>:

- Un rango de baja frecuencia, que contiene la mayoría de energía turbulenta: la energía se transfiere por fuerzas de inercia a altas frecuencias.
- Un rango intermedio, o vertical, que sigue la “ley de -5/3 de Kolmogorov”.
- Un rango de alta frecuencia, en donde dominan las fuerzas viscosas y ocurre la disipación.

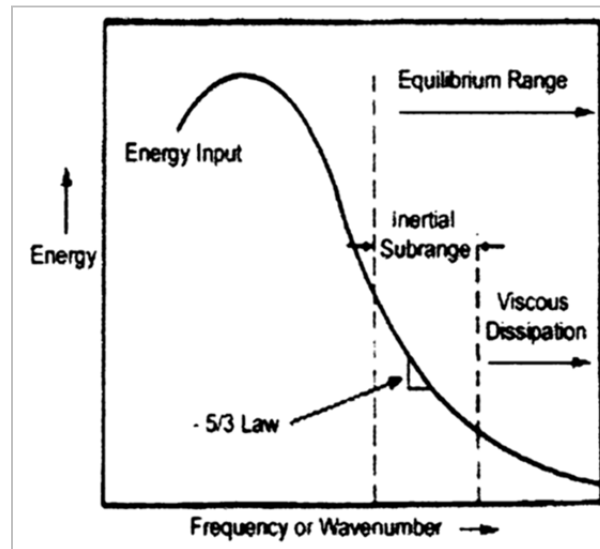


Figura 2.6. Espectro energético de la turbulencia<sup>7</sup>.

Para describir la atmósfera turbulenta el parámetro más simple y comúnmente utilizado es la intensidad de turbulencia. Las expresiones (2.10), (2.11) y (2.12) definen la intensidad de turbulencia para las componentes longitudinal, lateral y vertical, respectivamente:

$$I_u = \frac{\sigma_u}{\bar{u}} = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (u_i - \bar{u})^2} \cdot \frac{1}{\bar{u}}, \quad (2.10)$$

$$I_v = \frac{\sigma_v}{\bar{v}} = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (v_i - \bar{v})^2 \cdot \frac{1}{\bar{v}}}, \quad (2.11)$$

$$I_w = \frac{\sigma_w}{\bar{w}} = \sqrt{\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N (w_i - \bar{w})^2 \cdot \frac{1}{\bar{w}}}, \quad (2.12)$$

siendo  $\sigma_u$ ,  $\sigma_v$  y  $\sigma_w$  las desviaciones estándar de las componentes de la velocidad fluctuante longitudinal, lateral y vertical.

**Diseño geométrico del  
túnel elegido**

**3**



### 3. Diseño geométrico del túnel elegido

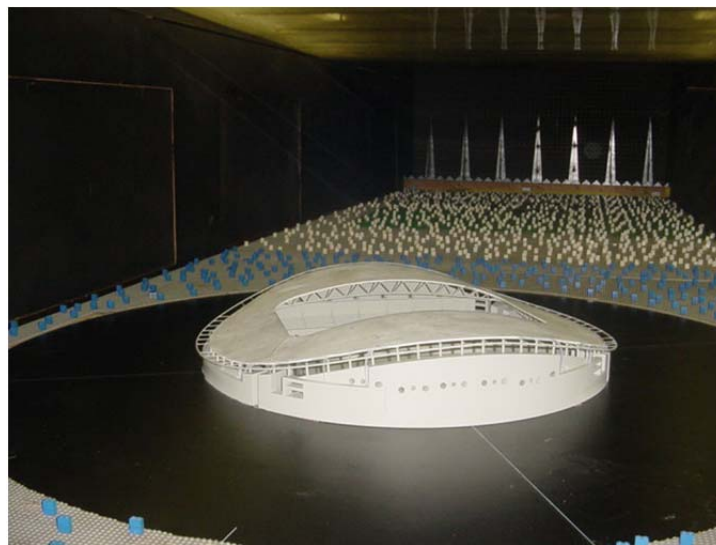
#### 3.1. Introducción

A la hora de diseñar la geometría de un túnel aerodinámico, los dos aspectos más importantes a tener en cuenta son:

- Impedir que se desprenda la corriente en las paredes.
- Intentar minimizar lo máximo posible las pérdidas de carga.

En este apartado se define, de acuerdo con estas premisas, la geometría de los distintos elementos que conforman el túnel objeto de este proyecto.

Como ya se ha mencionado, se pretende realizar el diseño de un túnel aerodinámico de simulación de capa límite para ensayos de estructuras de ingeniería civil, dedicado a analizar cómo afectan a distintas estructuras las cargas que ejerce el viento sobre ellas. Para ello, es necesario controlar y facilitar el crecimiento de la capa límite en el túnel, por lo que éste presenta una serie de aspectos que lo diferencian de otros túneles aerodinámicos: cámara de ensayos de gran longitud, y existencia de generadores de torbellinos a la entrada de la cámara y de elementos de rugosidad a lo largo de ella. Estos aspectos se pueden observar en la Figura 3.1.



*Figura 3.1. Cámara de ensayos del túnel aerodinámico del Instituto Tecnológico de Karlsruhe (Alemania), ensayando una maqueta de un estadio de fútbol.*

En cuanto a los parámetros adimensionales que se mencionaron en el apartado 1.3, hay que tener en cuenta también ciertos aspectos. En relación al número de Mach, es importante su igualdad en flujos de alta velocidad, sin embargo, en aerodinámica civil la velocidad a la que se realizan los ensayos es baja debido al escalado de la turbulencia, esto es, es menor que la velocidad del viento a escala real. Teniendo en cuenta que esta velocidad a escala real no es alta (en España no excede los 28-30 m/s), puede decirse que el escalado del número de Mach no es relevante en este tipo de ensayos.

Las condiciones de ensayo relativas al número de Reynolds se pueden relajar considerablemente en el caso de cuerpos con aristas, debido a que los coeficientes adimensionales de fuerzas y momentos son prácticamente independientes del número de Reynolds cuando éste parámetro supera un determinado valor crítico ( $10^5$  aproximadamente). El motivo es que en obstáculos con aristas o con bordes poco redondeados, la capa límite se desprende en las aristas para valores del Reynolds considerablemente altos, y una vez se produce el desprendimiento de la corriente, el comportamiento no cambia aunque se aumente la velocidad. Por lo tanto, lo importante es que en la cámara de ensayos se supere ese valor de Reynolds crítico.

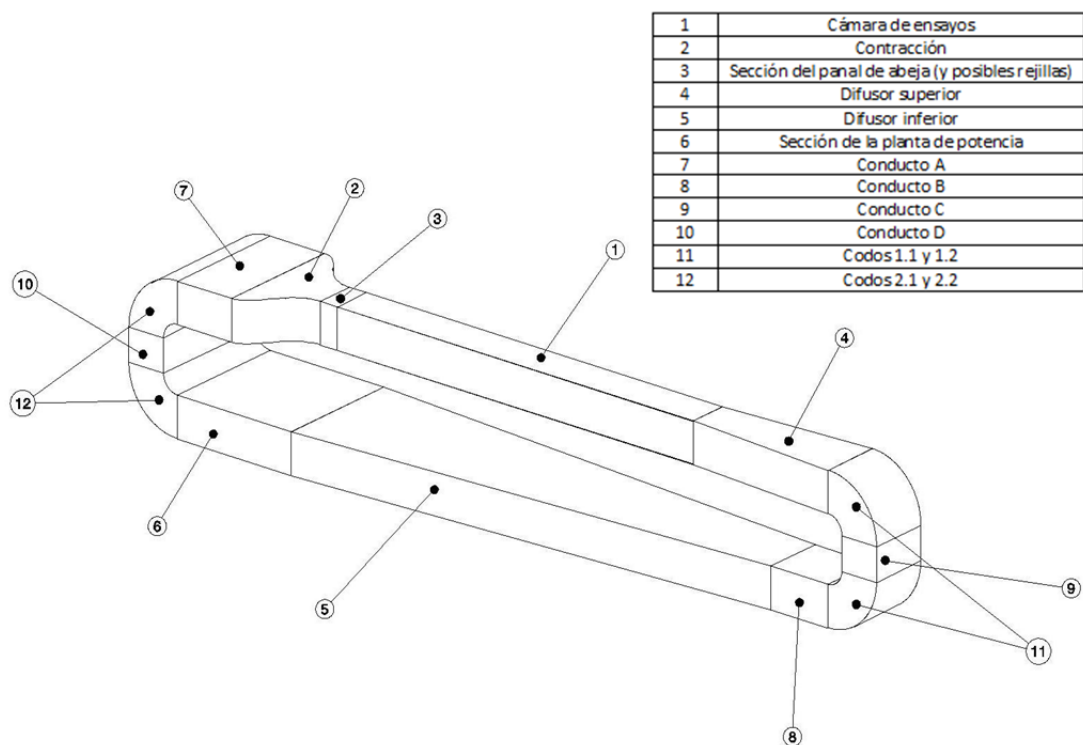
En cuanto al número de Jensen, debe conservarse su valor entre el modelo real y la maqueta a ensayar. En túneles de simulación de capa límite atmosférica, se intenta que las estructuras y el tamaño típico de los torbellinos presentes en el viento natural estén representados en el túnel aerodinámico a la misma escala que la empleada en la maqueta, debido a la importancia de la rugosidad del terreno en este tipo de ensayos. Sin embargo, los resultados son prácticamente independientes del número de Jensen cuando este parámetro es moderadamente alto ( $Je > 2000$ ).

Se ha decidido que el túnel aerodinámico a diseñar sea de circuito cerrado (véase Figura 3.2), debido a que para su finalidad, la simulación de capa límite terrestre, es necesario tener un flujo más controlado y de mejor calidad, que no



esté afectado por factores externos. Además, aunque un túnel cerrado tiene mayores gastos en fabricación, un túnel abierto necesita de mayor energía para su funcionamiento, por lo que a la larga supondrá un ahorro de costes en el consumo de energía.

Al tratarse de un túnel de simulación de capa límite, se va a necesitar una velocidad en la cámara de ensayos de entre 10 y 15 m/s aproximadamente. Sin embargo, para no limitar el uso del túnel únicamente a ensayos de estructuras de ingeniería civil y abarcar más oferta en el mercado, se va a diseñar el túnel para una velocidad máxima en la cámara de ensayos de 30 m/s. Dicha velocidad va a ser el valor de referencia con el que se determine la geometría, se calculen las pérdidas de carga y se diseñe la planta de potencia.



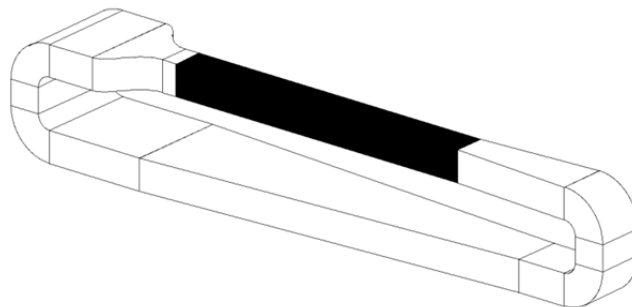
*Figura 3.2. Vista isométrica del túnel aerodinámico elegido seccionado en las distintas partes que lo conforman (véase en la tabla adjunta la nomenclatura de las diferentes partes señaladas en la figura).*

La ubicación del túnel está en una nave industrial, la cual tiene un área disponible aproximada de 55 x 12 m<sup>2</sup> para dos alturas: piso bajo y sótano. Debido al

espacio y al tratarse de un túnel de circuito cerrado, se ha tomado la decisión de diseñar y construir el túnel en sentido vertical, de manera que la cámara de ensayos quede arriba en el piso bajo y la planta de potencia y los ventiladores abajo en el sótano. Esa disposición también sirve para aislar la sección de ventiladores del resto de la nave y así reducir en gran medida el ruido que producen. Además, existirá mayor aislamiento entre la planta de potencia y la cámara de ensayos, disminuyendo el efecto de las posibles interferencias que los equipos eléctricos (motores y ventiladores) puedan producir sobre los instrumentos de medición.

### 3.2. La cámara de ensayos

La parte más importante de un túnel aerodinámico es la cámara de ensayos. A partir de ella y de sus requerimientos se dimensionan el resto de los elementos del mismo. Es el origen del diseño completo de todo el túnel. En la Figura 3.3 puede observarse la situación de la cámara de ensayos en el túnel aerodinámico del presente proyecto.



*Figura 3.3. Detalle de la situación de la cámara de ensayos en el túnel aerodinámico propuesto.*

Los requerimientos principales de una cámara de ensayos son su sección transversal que está condicionada por el tamaño de los modelos a ensayar, y la velocidad de la corriente con la que se realizarán los ensayos en la misma.

El primer paso para diseñar la geometría de la cámara es elegir si ésta debe ser abierta o cerrada. El caso que nos ocupa es el de un túnel de simulación de capa límite, por lo que las condiciones en su interior deben tener las mínimas perturbaciones medioambientales. Además, debe de tener la longitud suficiente

para albergar todos los dispositivos capaces de generar la capa límite requerida. Éstos son los motivos por los que la cámara de ensayos se elige cerrada.

A lo largo de los años, se han utilizado diferentes formas para la sección de la cámara de ensayos, a saber: rectangulares, cuadradas, circulares, etc. No obstante, ha quedado demostrado que las diferencias entre las pérdidas de carga que se producen en los diferentes tipos de cámaras son despreciables. Por ello, la forma de la sección se escogerá en función del tamaño de los modelos a ensayar, la sencillez de fabricación, la comodidad de utilización y el coste.

El aumento de espesor de la capa límite a lo largo de la cámara también es otro factor a tener en cuenta. Con ello el área efectiva de la corriente disminuye y se produce un aumento de la velocidad fuera de la capa límite. Si el túnel es de sección constante, se produce una pérdida de presión a lo largo de su longitud y un aumento de la resistencia en el modelo.

Debido a esto último, lo más recomendable es utilizar una cámara de ensayos divergente que mantenga constante el área efectiva y con ello la velocidad y la presión estática. Un ángulo de divergencia adecuado para las paredes es  $0,5^\circ$ , por ejemplo<sup>2</sup>.

No obstante, no existe un método exacto de diseño que haga que la presión estática se mantenga constante a lo largo de toda la cámara, y además puede ser necesario variar dicho ángulo una vez el túnel se ponga en marcha. Esto, sumado al hecho del encarecimiento de la fabricación, justifica el desestimar el uso de un ángulo de divergencia en la cámara de ensayo.

Otra modificación que se puede hacer a la cámara de ensayos para minimizar los problemas de flujo secundario en las esquinas y optimizar su funcionamiento es realizar un bisel en éstas de  $45^\circ$ . Esto evita el crecimiento de la capa límite en esa zona ya que es en ellas donde se produce una interferencia entre las capas límite de las paredes verticales y horizontales. Sin embargo, al igual que pasaba con el ángulo de divergencia, el gasto debido a la fabricación y calibración del túnel que supondría la incorporación de los biseles no justifica su uso.

En cuanto a las dimensiones de la cámara, al igual que con la forma, hay que tener en cuenta una serie de cuestiones. La primera de ellas es que las pérdidas de presión en la cámara de ensayos son proporcionales a su longitud, y cuantas más pérdidas de presión haya, mayor potencia se necesitará en el túnel. Sin embargo, tras la contracción anterior a la cámara, la corriente presenta un perfil de velocidades no uniforme que hay que estabilizar usando un conducto de sección constante, de manera que cuanto más largo es el conducto, mayor uniformidad tendrá el flujo. Además hay que considerar que la longitud de la cámara tiene que ser la adecuada para permitir la evolución de la capa límite terrestre simulada en el ensayo. Debido a esto es necesario llegar a una solución de compromiso, en la que no haya muchas pérdidas de presión y se genere un perfil de velocidades uniforme.

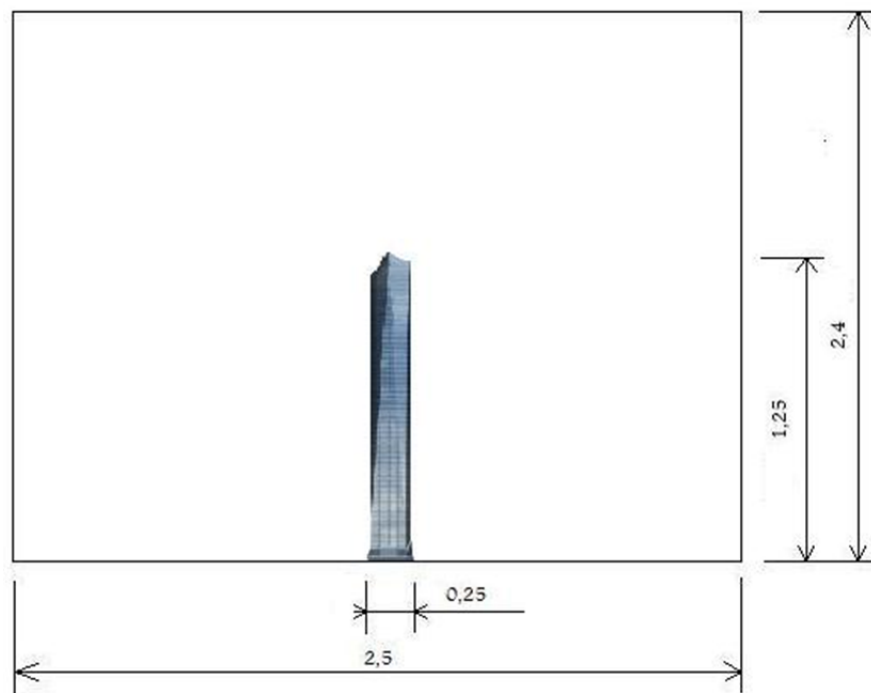
Como hemos señalado anteriormente, el interés por un flujo controlado y estable prevalece sobre los demás aspectos, debido al objetivo que se persigue estudiar. Todo esto, unido a la necesidad de usar generadores de rugosidad de tipo pasivo que obligan a una longitud mayor de la cámara, hace que se opte por una cámara de ensayos bastante larga. Generalmente, la longitud de la cámara en este tipo de túneles es del orden de 10 veces la dimensión transversal característica. Sin embargo, esta regla puede estar sujeta a posibles modificaciones tal y como se detalla más adelante.

En segundo lugar, con respecto a la sección, ya se ha señalado que va a ser constante a lo largo de la cámara, pero no se ha especificado la forma ni las dimensiones. Una sección transversal cuadrada o rectangular de paredes paralelas entre sí simula correctamente la variación de velocidad con la altura que se produce en la capa límite atmosférica y genera un flujo casi-bidimensional en la posición donde se encuentre situado el objeto de estudio.

Para fijar las medidas adecuadas ha de tenerse en cuenta que el área frontal del objeto de estudio tiene que representar aproximadamente no más del 8% del área total de la sección, y que además tiene que haber suficiente espacio en la cámara para poder trabajar en su interior cómodamente.

Como hipótesis, los modelos que se pretenden ensayar son rascacielos en una escala 1:200, entre otros. Un rascacielos cuyas medidas fuesen de 250 m de altura y 50 m de base daría lugar a una maqueta de 1,25 m de altura y 0,25 m de base, y su área frontal sería de  $0,3125 \text{ m}^2$ . Así pues, una cámara de ensayos de sección rectangular de  $2,5 \times 2,4 \text{ m}^2$  serviría para cumplir con el criterio, ya que tiene un área de  $6 \text{ m}^2$ , siendo el 8% de la misma  $0,48 \text{ m}^2$ , superior a la superficie que ocupa el modelo.

Además, al tratarse de un túnel de simulación de capa límite, el perfil de velocidades se debe reproducir al menos hasta una altura  $1/4$  ó  $1/3$  mayor que la del modelo. Este requisito se cumple en el ejemplo anterior ya que la altura mínima tiene que ser de 1,67 metros, inferior a los 2,4 metros de altura de la cámara de ensayos.



*Figura 3.4. Representación esquemática de la sección de ensayos para una maqueta de un rascacielos, en este caso, "Torre Cristal" de Madrid.*

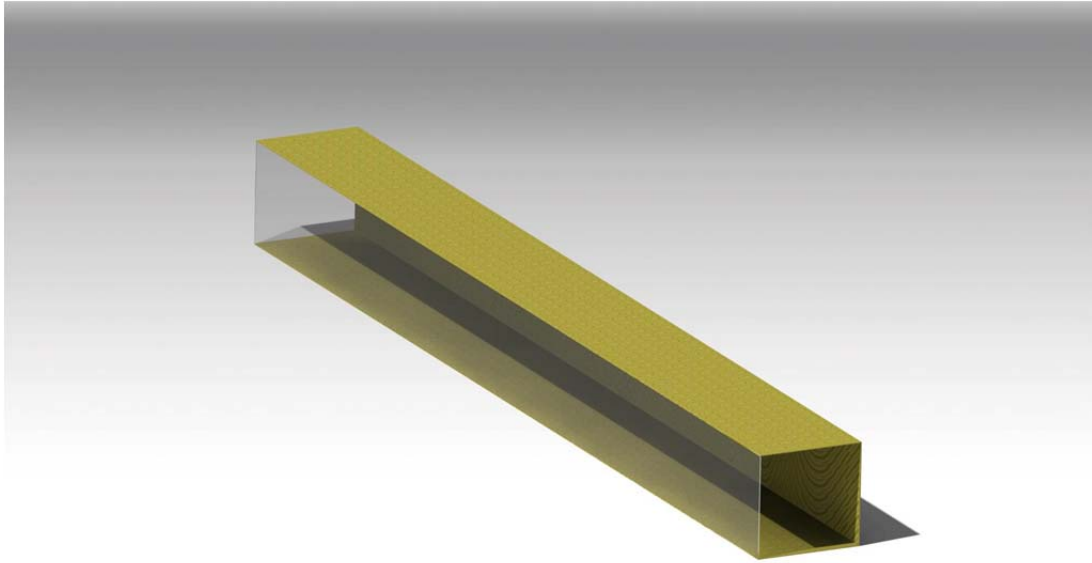
Podemos concluir, por tanto, que la cámara de ensayos va a tener una sección transversal rectangular de 2,5 metros de ancho y 2,4 metros de altura, con un área de  $6 \text{ m}^2$ , siendo la longitud total de la cámara de 25 metros.

Con las dimensiones fijadas para la sección transversal de la cámara, la velocidad de diseño propuesta de 30 m/s, como se especifica en el apartado anterior, equivale a un valor del Reynolds (según el diámetro hidráulico) de 50,7 millones aproximadamente, muy superior al valor del Reynolds crítico.

Otro punto importante en el diseño de la cámara de ensayos son las consideraciones de accesibilidad y visibilidad. Debido a la gran longitud de la cámara, se ha optado por disponer de tres puertas de acceso a la misma. Una debe estar situada tras la contracción, de manera que presente un fácil acceso a los dispositivos generadores de turbulencia (agujas o “*spires*”). Otra puerta debe situarse en la mitad del conducto, para asegurar un cómodo manejo de los elementos de rugosidad. Y la última se sitúa al final de la cámara de ensayos, antes de la zona donde se coloca el modelo, para poder acceder a él rápidamente.

La maqueta se situará sobre una plataforma giratoria (“*turntable*”) que se dispone en la base de la cámara de ensayos, así se podrá estudiar la influencia del flujo sobre el modelo girando la plataforma sin necesidad de montarlo y desmontarlo continuamente. La base de la cámara estará taladrada adecuadamente con el fin de poder instalar la plataforma y el resto de la instrumentación.

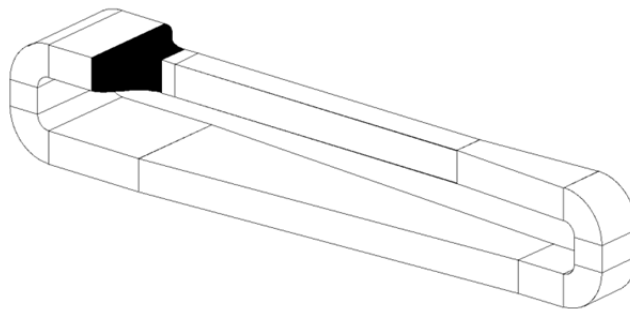
Generalmente, la iluminación de la cámara de ensayos y su visibilidad se aseguran mediante la instalación de ventanas a lo largo de la cámara. En este proyecto se opta por construir una de las paredes laterales de cristal, para tener una perfecta percepción de lo que ocurre en su interior. Por tanto, bastará con iluminarla desde el exterior con focos que pueden ser fijos o móviles, al igual que el resto de instrumentos captadores de imágenes. Para el resto de las paredes de la cámara se utiliza contrachapado finlandés, al igual que en las otras partes del túnel.



*Figura 3.5. Representación en 3D de la cámara de ensayos.*

### 3.3. La contracción

Una de las partes más delicadas en el diseño geométrico de un túnel aerodinámico es el estudio de la contracción, elemento que se encuentra justo antes de la cámara de ensayos. Por ello, aprovechando las características de este problema concreto de la mecánica de fluidos, se han desarrollado diversos métodos potenciales para definir la pared del estrechamiento. En la Figura 3.6 puede observarse la situación de la contracción en el túnel aerodinámico del presente proyecto.



*Figura 3.6. Detalle de la situación de la contracción en el túnel aerodinámico propuesto.*

El objetivo es que la corriente sea acelerada de manera uniforme para evitar la aparición de gradientes adversos de presión que pueden hacer que se separe la capa límite, estropeando las cualidades óptimas del fluido. Para ello es importante que la componente transversal de la velocidad sea pequeña y que el nivel de turbulencia sea bajo, hecho que se consigue con dispositivos auxiliares como paneles de abeja o redes de turbulencia.

En una contracción, la discontinuidad que se produce en el radio de curvatura del contorno a la entrada y a la salida es la causante de deceleraciones locales de la corriente sobre las paredes, siendo mayor la velocidad del fluido en el eje que la que hay en la cercanía de la pared de la sección de entrada. A su vez, esto produce los ya mencionados gradientes adversos de presión. En túneles tridimensionales, la curvatura de la corriente libre es mayor que la que marca la pared, por lo que el problema anterior se acentúa<sup>14</sup>.

Los gradientes de presión se originan a la entrada y a la salida del estrechamiento, el cual tiene una longitud finita que además se tiende a minimizar. De los dos gradientes que se crean, el más afectado por posibles desprendimientos de corriente es el de la entrada, debido a que la capa límite crece mucho a bajos números de Reynolds. La salida no es una zona tan crítica, ya que la capa límite se ha estrechado por efecto del aumento de la velocidad y está en mejores condiciones para aguantar el gradiente adverso<sup>15</sup>.

Aparte de este problema, existen otros también importantes como el gran grosor de la capa límite en las esquinas y fuertes corrientes secundarias en caso de contraer en dos direcciones<sup>15;16</sup>.

Tampoco hay que olvidar que el principal objetivo de la contracción es aumentar la velocidad media de la corriente hasta que ésta alcance la velocidad deseada en la cámara de ensayos. Es por ello que uno de los parámetros clave en su diseño es la relación de áreas entre la entrada y la salida.

$$E = \frac{A_1}{A_2}, \quad (3.1)$$



siendo  $A_1$  el área de entrada y  $A_2$  el área de salida.

Según la ecuación de continuidad en su forma integral, y aplicando las simplificaciones correspondientes a régimen incompresible y perfil de velocidad uniforme, se concluye que la velocidad de salida en la contracción aumenta cuando lo hace la relación de áreas.

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 , \quad (3.2)$$

$$v_2 = E \cdot v_1 , \quad (3.3)$$

siendo  $v_1$  la velocidad de la corriente a la entrada y  $v_2$  la velocidad a la salida.

Elegir una relación de áreas elevada permitiría aumentar en gran medida la velocidad en la cámara de ensayos. Sin embargo, también implicaría un aumento de las dimensiones del túnel aerodinámico, con el consecuente incremento del precio, además de un mayor riesgo de desprenderse la capa límite a la salida. Y además, una relación de áreas demasiado grande ayudaría al desprendimiento de la corriente y aumento de las pérdidas.

Como consecuencia, es necesario llegar a una solución intermedia que satisfaga los requisitos inicialmente propuestos, por ello la relación de áreas suele tener valores comprendidos entre 3 y 10. En este caso la relación es 3,2 siendo:  $A_1$  un área de  $8 \times 2,4 \text{ m}^2$ , y  $A_2$  un área de  $2,5 \times 2,4 \text{ m}^2$ .

Otro aspecto a valorar en el diseño de la contracción es su longitud. Como ya se ha advertido, una longitud elevada acarrearía mayores dimensiones y costes al proyecto. No obstante, cuanto más larga sea la contracción, más difícil será que se produzca el desprendimiento de la capa límite. En el Anexo 2 de este proyecto se propone un estudio sobre la longitud de la contracción en el que se comparan los efectos sobre la corriente de cuatro medidas distintas. Tras el desarrollo del estudio se ha concluido que la longitud óptima de la contracción del túnel aerodinámico es de 4 metros.

En cuanto a las dimensiones en las que se contrae, se ha optado por contraer en un plano, el horizontal, debido a que la contracción en túneles tridimensionales provoca mayores gradientes adversos de presión, como ya se ha comentado.

La construcción de una contracción se realiza dando la forma adecuada a unos perfiles exteriores, sobre los cuales van a ir montadas las planchas flexibles de madera adaptándose a la curvatura requerida.

A continuación se procede al cálculo de la geometría del contorno de la contracción. Como ya se ha comentado, existen diversos métodos que se pueden aplicar, siendo algunos de ellos el de Thwaites<sup>17</sup>, Whitehead<sup>18</sup> (para contracciones axilsimétricas y bidimensionales), Mikhail<sup>19</sup>, Downie<sup>20</sup> y Su<sup>21</sup> (para contracciones tridimensionales). El método que finalmente se utiliza es el método de Nanjunda Swamy<sup>22</sup>, el cual es una particularización del método de Thwaites, que permite estrechamientos relativamente cortos y de baja relación de contracción.

El método trata el flujo como un modelo potencial, supone un movimiento irrotacional de un fluido incompresible y no viscoso. La ecuación del potencial de velocidades para un flujo bidimensional es la siguiente expresión.

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} = 0, \quad (3.4)$$

siendo  $\Phi$  el potencial del flujo, y  $x$  e  $y$  las coordenadas que se han tomado de forma paralela y perpendicular al eje de la contracción. La salida de la contracción se corresponde con  $x = 0$  mientras que la entrada se corresponde con  $x = \pi$ .

El campo de velocidades es:

$$\vec{V} = (u, v) = \nabla \Phi = \left( \frac{\partial \Phi}{\partial x}, \frac{\partial \Phi}{\partial y} \right), \quad (3.5)$$

siendo  $u$  y  $v$  las componentes según  $x$  e  $y$  del campo de velocidades.

El método supone un sistema de ejes sobre la contracción de manera que  $X$  es el eje de simetría cuyo sentido lo marca el aumento del área transversal, mientras que

Y es otro eje perpendicular al anterior en el plano horizontal. Las anteriores coordenadas se adimensionalizan según las expresiones (3.6) y (3.7).

$$x = \frac{X}{l_c} \cdot \pi, \quad (3.6)$$

$$y = \frac{Y}{h}, \quad (3.7)$$

siendo  $l_c$  la longitud de la contracción (4 m) y  $h$  la mitad del lado base de la sección de entrada de la misma (4 m).

El potencial se resuelve mediante la representación de las soluciones a través de desarrollos en serie de las siguientes expresiones:

$$\Phi(x, y) = a_0 x + \sum_{n=1}^N \frac{a_n}{n} \sin(nx) \cosh(ny), \quad (3.8)$$

siendo  $a_n$  coeficientes cuyos valores hacen que la velocidad tenga una distribución monótona creciente sobre la superficie de la contracción, y  $n$  y  $N$  números enteros.

Los coeficientes  $a_n$  se calculan de manera que la velocidad crezca de forma monótona desde la entrada de la contracción hasta la salida. Las condiciones de contorno son que en  $x = 0$  y  $x = \pi$  las superficies sean potenciales, esto es  $\Phi = \text{cte}$ , por lo que entre ambas la única diferencia de potencial depende del término  $a_0 \pi$ . Como la contracción es simétrica, con obtener la solución del semiplano positivo en  $y$  tendremos la solución completa.

Con el potencial se deducen las expresiones de la función de corriente y de la velocidad del fluido según los dos ejes:

$$\psi(x, y) = \int_0^y \frac{\partial \Phi}{\partial x} dy = a_0 y + \sum_{n=1}^N \frac{a_n}{n} \cos(nx) \sinh(ny), \quad (3.9)$$

$$u(x, y) = \frac{\partial \Phi}{\partial x} = a_0 + \sum_{n=1}^N a_n \cos(nx) \cosh(ny), \quad (3.10)$$

$$v(x, y) = \frac{\partial \Phi}{\partial y} = \sum_{n=1}^N a_n \sin(nx) \sinh(ny), \quad (3.11)$$

Para conseguir una distribución de velocidad que sea monótona creciente se impone la condición de contorno siguiente:

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{y=M} = -\sum_{n=1}^N n a_n \sin(nx) \cosh(nM), \quad (3.12)$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{y=M} = -A(1 + \cos(x))^{N-1} \sin(x), \quad (3.13)$$

siendo  $A$  un coeficiente positivo, y  $M$  un valor dado.

Para un  $N$  dado, la primera derivada no nula de  $u$  con respecto a  $x$  en el punto  $(\pi, M)$  es de orden impar y positiva si  $a_1 > 0$ , es decir, la velocidad tiene un mínimo en ese punto. Por otro lado, en el punto  $(0, M)$  la primera derivada no nula de  $u$  con respecto a  $x$  también es de orden impar pero negativa, por lo que en ese punto la velocidad presenta un máximo. La derivada de  $u$  con respecto de  $x$  no se anula para ningún punto del contorno ( $y = M$ ). Además la función módulo de la velocidad es también una función monótona decreciente a lo largo de la contracción, y se determina por:

$$V = (u^2 + v^2)^{\frac{1}{2}}. \quad (3.14)$$

Finalmente, fijamos el valor de la relación de áreas, que como ya se comentó es de valor 3,2. La línea de corriente más externa que da la función de corriente se corresponde con la superficie de la contracción, y responde a la ecuación:

$$y = Y(x). \quad (3.15)$$

Los valores correspondientes a la entrada son  $x = \pi$  e  $y = M$ , mientras que a la salida son  $x = 0$  e  $y = M/E$ . Teniendo en cuenta la relación de áreas y dando a  $M$  un valor de 1 obtenemos las coordenadas a la entrada  $(\pi, 1)$  y a la salida  $(0, 1/3.2)$ .

Se consideran únicamente los tres primeros términos de los desarrollos anteriores, esto es  $N = 3$  y  $a_n = 0$  para  $n \geq 4$ , ya que se puede comprobar que para desarrollos mayores el orden de los coeficientes es mucho menor ( $c_4/c_1 \simeq 10^{-3}$  mientras que  $c_3/c_1 \simeq 10^{-2}$ ).

Ahora, igualando las expresiones (3.12) y (3.13), y aplicando algunas relaciones trigonométricas se obtiene un sistema de tres ecuaciones y cuatro incógnitas. Se escoge  $a_1 = 1$  porque el resto de incógnitas van a quedar resueltas en función de ésta, y así es más cómodo operar.

$$\begin{aligned} [a_1 \sin(\pi) \cosh(1) + 2a_2 \sin(2\pi) \cosh(2) + 3a_3 \sin(3\pi) \cosh(3)] \\ = A(1 + \cos(\pi))^2 \sin(\pi), \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\sin(2\pi) = 2 \sin(\pi) \cos(\pi), \quad (3.17)$$

$$\sin(3\pi) = \sin(\pi) [4 \cos(\pi)^2 - 1], \quad (3.18)$$

$$\begin{cases} A = a_1 \cosh 1 - 3a_3 \cosh 3 \\ 2A = 4a_2 \cosh 2 \\ A = 12a_3 \cosh 3 \end{cases}. \quad (3.19)$$

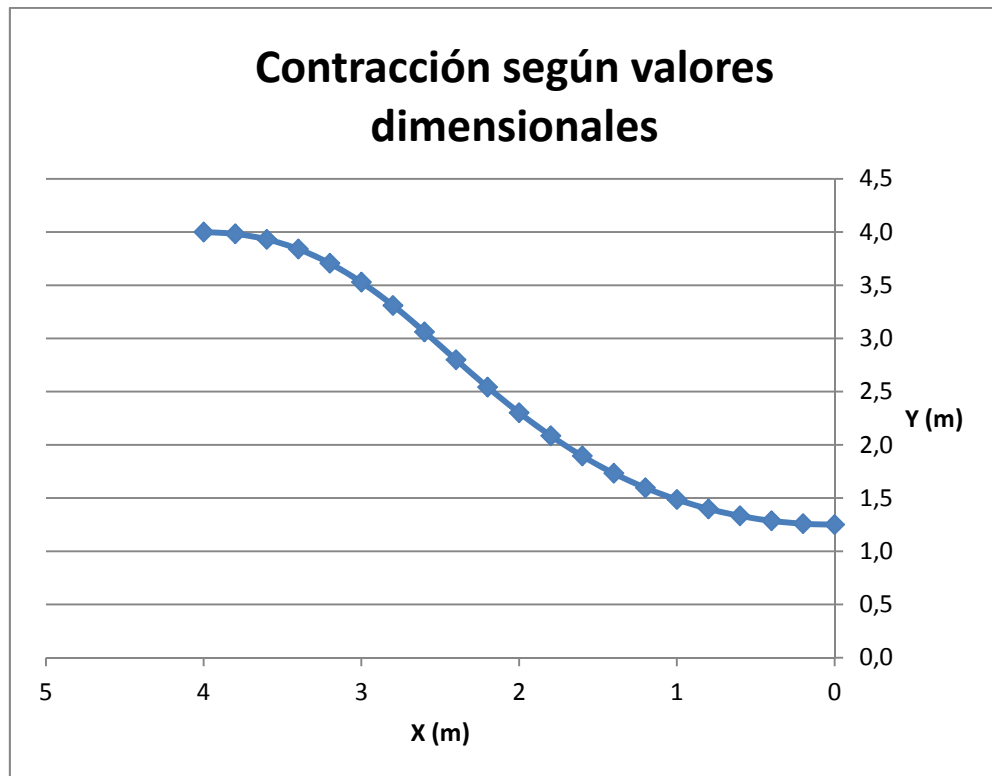
Finalmente, tras despejar las incógnitas, los valores resultantes son  $a_2 = 0,16406$ ,  $a_3 = 0,01022$ , y  $A = 1,23446$ . Ahora únicamente falta hallar el valor de  $a_0$ , para lo cual se va a igualar la función de corriente en las coordenadas antes mencionadas de entrada y salida de la contracción, ya que pertenecen a la misma línea de corriente.

$$\begin{aligned} \psi_{(0, \frac{1}{3,2})} &= \frac{1}{3,2} a_0 + a_1 \sinh\left(\frac{1}{3,2}\right) + \frac{a_2}{2} \sinh\left(\frac{2}{3,2}\right) + \frac{a_3}{3} \sinh\left(\frac{3}{3,2}\right) \\ &= a_0 - a_1 \sinh(1) + \frac{a_2}{2} \sinh(2) - \frac{a_3}{3} \sinh(3) = \psi_{(\pi,1)}. \end{aligned} \quad (3.20)$$

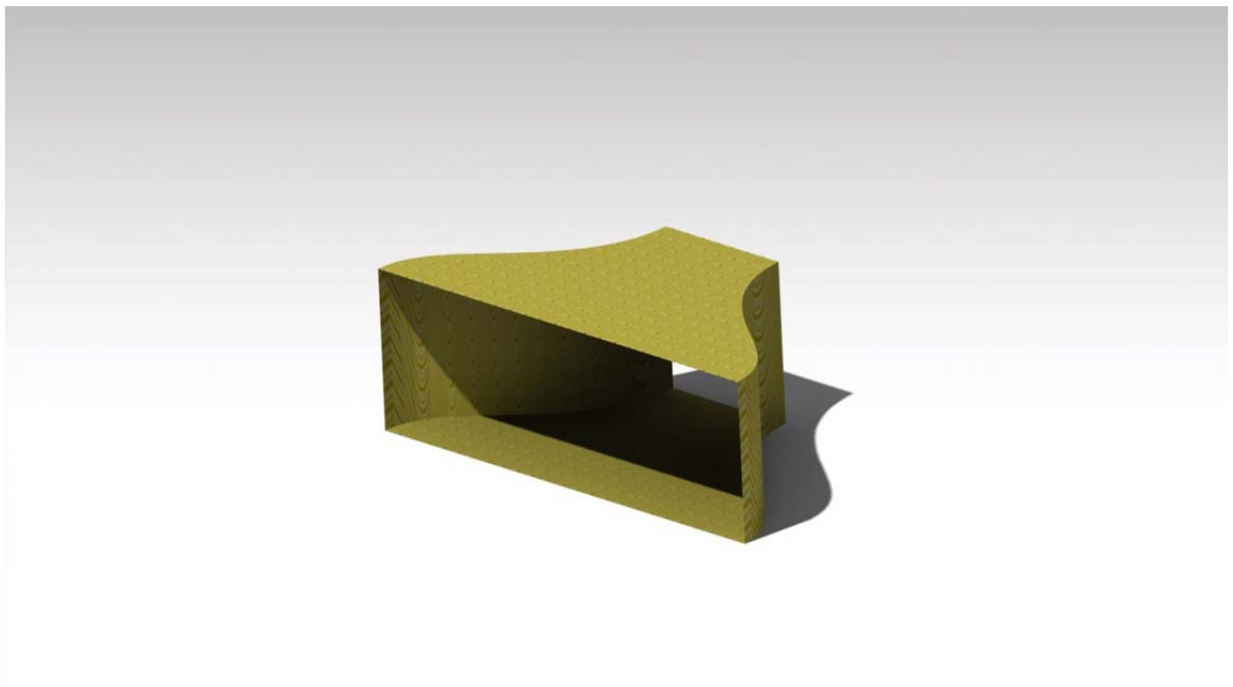
Tras sustituir los valores oportunos los resultados son  $a_0 = 1,87314$  y  $\psi = 0,96132$ . La ecuación final de la contracción es:

$$\begin{aligned} 0,96132 &= 1,87314y + \cos(x) \sinh(y) + \frac{0,16406}{2} \cos(2x) \sinh(2y) \\ &+ \frac{0,01022}{3} \cos(3x) \sinh(3y). \end{aligned} \quad (3.21)$$

En la tabla 3.1 se muestran los 21 valores hallados de la ecuación para obtener la geometría de la contracción, representada en la Figura 3.7 y Figura 3.8.



*Figura 3.7. Representación de los valores dimensionales de la contracción en el semiplano positivo según el eje Y.*



*Figura 3.8. Representación en 3D de la contracción diseñada.*

*Tabla 3.1. Valores obtenidos de la expresión (3.21) y sus valores dimensionales tras aplicar las expresiones (3.6) y (3.7).*

<b>Puntos</b>	<b>x</b>	<b>y</b>	<b><math>\psi</math></b>	<b>X (m)</b>	<b>Y (m)</b>
<b>1</b>	0,00000	0,31250	0,96132	0,00	1,25
<b>2</b>	0,15708	0,31475	0,96133	0,20	1,26
<b>3</b>	0,31416	0,32154	0,96131	0,40	1,29
<b>4</b>	0,47124	0,33306	0,96131	0,60	1,33
<b>5</b>	0,62832	0,34959	0,96133	0,80	1,40
<b>6</b>	0,78540	0,37148	0,96131	1,00	1,49
<b>7</b>	0,94248	0,39919	0,96132	1,20	1,60
<b>8</b>	1,09956	0,43316	0,96132	1,40	1,73
<b>9</b>	1,25664	0,47379	0,96131	1,60	1,90
<b>10</b>	1,41372	0,52130	0,96132	1,80	2,09
<b>11</b>	1,57080	0,57552	0,96133	2,00	2,30
<b>12</b>	1,72788	0,63564	0,96132	2,20	2,54
<b>13</b>	1,88496	0,69986	0,96130	2,40	2,80
<b>14</b>	2,04204	0,76513	0,96131	2,60	3,06
<b>15</b>	2,19911	0,82728	0,96131	2,80	3,31
<b>16</b>	2,35619	0,88206	0,96131	3,00	3,53
<b>17</b>	2,51327	0,92655	0,96131	3,20	3,71
<b>18</b>	2,67035	0,95985	0,96131	3,40	3,84
<b>19</b>	2,82743	0,98258	0,96132	3,60	3,93
<b>20</b>	2,98451	0,99571	0,96132	3,80	3,98
<b>21</b>	3,14159	1,00000	0,96132	4,00	4,00

### 3.4. El difusor

El diseño del difusor es un factor crítico para el buen funcionamiento del túnel aerodinámico. Es un elemento que se sitúa tras la cámara de ensayos y que permite el paso de una sección menor a otra mayor, reduciendo la velocidad de la corriente. En la Figura 3.9 puede observarse la situación de los difusores en el túnel aerodinámico del presente proyecto.

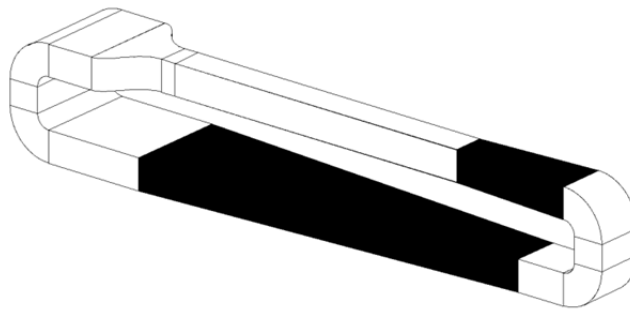


Figura 3.9. Detalle de la situación de los difusores en el túnel aerodinámico propuesto.

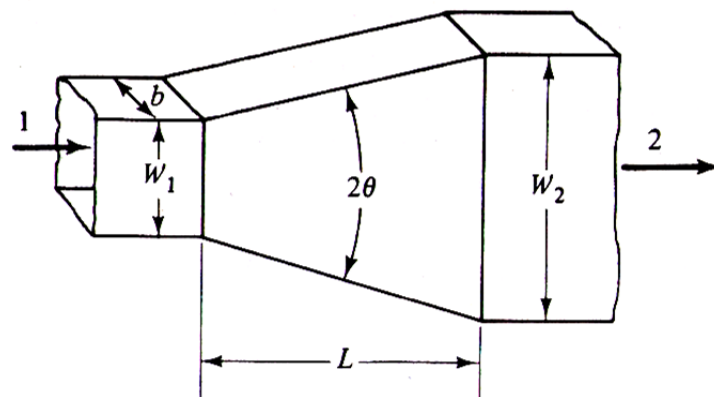


Figura 3.10. Difusor de paredes planas y sección rectangular, para el cual  $b$  es constante a lo largo de todo el difusor,  $W_1$  y  $W_2$  es la anchura en la sección de entrada y salida respectivamente,  $L$  la longitud y  $2\theta$  el ángulo de divergencia<sup>23</sup>.



En un difusor, según las ecuaciones de Bernouilli y la de continuidad, correspondientes a las expresiones (3.22) y (3.23), se logra reducir la velocidad del fluido y ganar presión estática:

$$p_{01} = p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 = p_{02} , \quad (3.22)$$

$$Q = A_1 v_1 = A_2 v_2 , \quad (3.23)$$

siendo  $p_0$  la presión de remanso,  $p$  la presión estática,  $\rho$  la densidad (constante),  $v$  la velocidad,  $Q$  el caudal y  $A$  el área, y los subíndices 1 y 2 referidos a las secciones de entrada y salida, respectivamente.

Generalmente, las pérdidas de carga en cualquier punto del túnel varían con el cuadrado de la velocidad. Por lo tanto, tendremos menos pérdidas de carga si la velocidad es menor, fin que persigue el difusor, el cual reduce la velocidad del fluido aguas abajo de él.

El parámetro básico de un difusor es el coeficiente de recuperación de presiones  $C_p$ , cuya ecuación se puede simplificar analíticamente en la expresión (3.25). Cuanto más alto sea este coeficiente, mayor será la recuperación de presión en el difusor. Sin embargo, se ha comprobado que el  $C_p$  experimental es inferior al  $C_{p,ideal}$ , reduciendo apreciablemente las actuaciones del difusor. El motivo de dicha discrepancia es la separación del flujo, cuyo concepto se explica a continuación, y por ello se define el rendimiento de un difusor según la expresión (3.26).

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2}\rho v_1^2} , \quad (3.24)$$

$$C_{p,ideal} = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^2 = 1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 , \quad (3.25)$$

$$\eta = \frac{C_p}{C_{p,ideal}} . \quad (3.26)$$

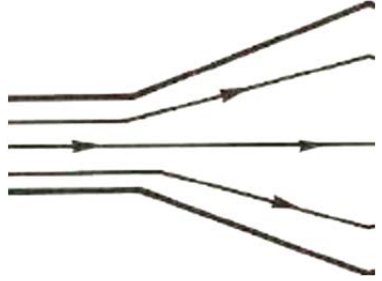
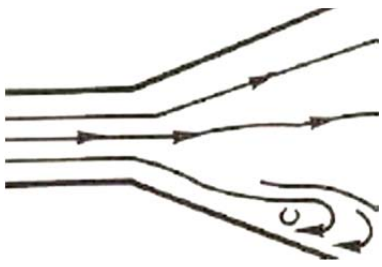
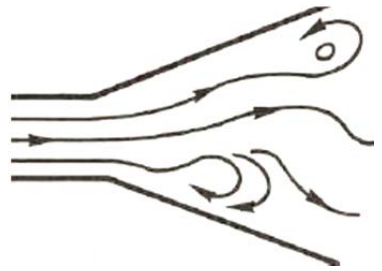
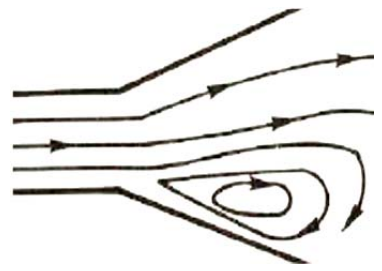
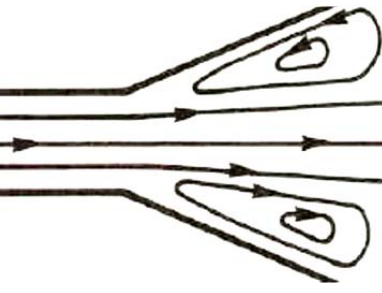
El principal problema que afecta al difusor es la aparición de un gradiente adverso de presión, debido al intercambio entre presión dinámica y presión estática en el fluido. La consecuencia principal es el engrosamiento de la capa límite, pudiéndose llegar a desprender, y con ello el aumento de las pérdidas en esta parte

del túnel. Además podría afectar a las condiciones en la cámara de ensayos y al correcto funcionamiento del ventilador.

Por lo tanto, el objetivo principal en el diseño del difusor es conseguir una reducción de la velocidad sin que se desprenda la corriente, y hacerlo con una longitud de difusor lo más corta posible. En la tabla 3.2 se representan gráficamente las posibles situaciones que se pueden dar en un difusor, las cuales se detallan a continuación:

- Capa límite no desprendida: cuando no existe desprendimiento, por lo que el flujo es estacionario y sigue el contorno del difusor.
- Capa límite parcialmente desprendida: aparecen pequeñas zonas donde hay desprendimiento, principalmente en las esquinas. Al igual que en el caso anterior, el flujo sigue el contorno del difusor pero en algún momento se produce un aumento del espesor de la capa límite, que conlleva el desprendimiento.
- Desprendimiento transitorio: aparece cuando la relación entre la longitud del difusor y la anchura de la sección de entrada es mayor que 4. El flujo es irregular y hay zonas donde aparece un flujo invertido, produciendo la entrada en pérdida.
- Flujo completamente desprendido: el flujo se desprende cerca de la garganta y crea dos zonas, una en la que se forma un torbellino al lado de una de las paredes divergentes del difusor (pérdida estacionaria biestable), y otra en la que la corriente sigue sin desprenderse.
- Chorro: el flujo se desprende en las dos paredes divergentes, formándose torbellinos que se adhieren a éstas.

Tabla 3.2. Representación gráfica de las diferentes situaciones que pueden darse en un difusor.

<p><i>Capa límite no desprendida.</i></p>	 <p>Este diagrama muestra un flujo que se expande a través de un difusor. Las líneas de flujo, representadas por líneas rectas con flechas, permanecen adheridas a las paredes del difusor a lo largo de toda su longitud, lo que indica una capa límite no desprendida.</p>
<p><i>Capa límite parcialmente desprendida.</i></p>	 <p>En este caso, la capa límite se desprende parcialmente de la pared inferior del difusor. Se observan pequeñas zonas de recirculación o vórtices cerca del punto de desprendimiento, mientras que el flujo sigue adherido a la pared superior.</p>
<p><i>Desprendimiento transitorio.</i></p>	 <p>El diagrama ilustra un desprendimiento más avanzado y transitorio. Las líneas de flujo se curvan significativamente y se forman vórtices más grandes y definidos en la zona de separación de la pared inferior.</p>
<p><i>Flujo completamente desprendido.</i></p>	 <p>Este diagrama muestra un flujo completamente desprendido. El fluido se separa totalmente de la pared inferior del difusor, creando una gran zona de recirculación o estancamiento en forma de vórtice en la parte posterior del difusor.</p>
<p><i>Chorro.</i></p>	 <p>El diagrama representa la formación de un chorro. El flujo se concentra en el centro del difusor, formando un núcleo de alta velocidad (el chorro) que se proyecta hacia adelante, mientras que el fluido restante se separa de las paredes y se mezcla en la zona posterior.</p>

Así pues, los fenómenos más relevantes y perjudiciales que se dan en un difusor son los de entrada en pérdida y el desprendimiento de la corriente. Dichos fenómenos dependen de muchos factores, como son las condiciones en la entrada y en la salida del difusor, los números de Reynolds y de Mach, y la geometría del mismo. Sin embargo, debido a las especificaciones iniciales, la geometría va a ser el principal factor que se estudiará.

Las principales características geométricas que definen a un difusor son:

- La relación de áreas entre la entrada y la salida del difusor ( $A_2/A_1$ ).
- El ángulo de expansión cónica o de divergencia ( $2\theta$ ).
- La esbeltez ( $L/W_1$ ).
- El alargamiento ( $b/W_1$ ).

Cuando se trata de difusores planos, como es el caso de este túnel aerodinámico, se utiliza como parámetro de diseño el ángulo de divergencia (el que forman las paredes opuestas del difusor).

$$\theta = 2 \arg \tan \left( \frac{R_2 - R_1}{L} \right) = 2 \arg \tan \left( \frac{W_2 - W_1}{2L} \right), \quad (3.27)$$

siendo  $R_1$  y  $R_2$  la mitad del diámetro hidráulico de la sección de entrada y de salida respectivamente.

Este ángulo de divergencia debe ser lo suficientemente pequeño para que la capa límite no se desprenda. El ángulo de apertura óptimo es aquel en el que las pérdidas referidas a la velocidad en la sección de entrada son menores en el difusor que en el tramo recto. Una disminución progresiva de la velocidad en el difusor hace que el coeficiente de pérdidas por fricción se reduzca. Si el ángulo resulta superior al óptimo, las pérdidas de carga en el difusor aumentan muchísimo, llegando incluso al desprendimiento de la corriente.

En la Figura 3.11 se muestra gráficamente la relación entre el ángulo de divergencia, la esbeltez y la estabilidad del flujo en cada caso.

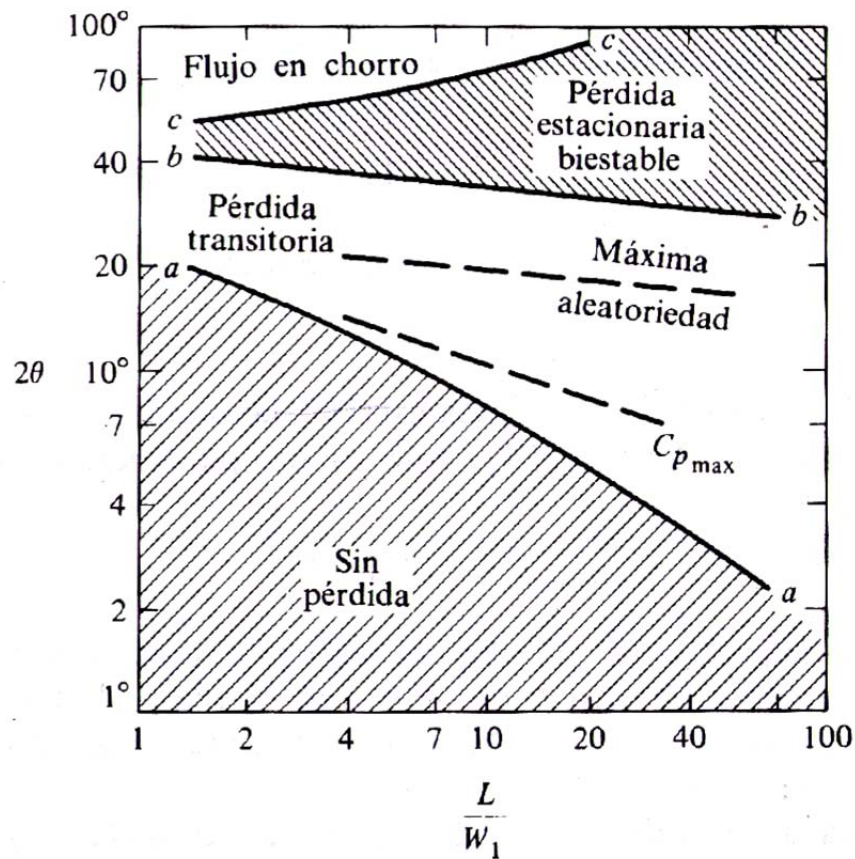


Figura 3.11. Representación gráfica de la estabilidad del flujo según el ángulo de divergencia y la esbeltez<sup>24</sup>.

Como norma general, el ángulo cónico recomendado para el difusor no debe superar los  $7^\circ$ . Para una determinada relación de áreas, la longitud del difusor debe ser la suficiente para no sobrepasar el ángulo de divergencia recomendado. Sin embargo, por razones técnicas pueden darse ángulos mayores entre las paredes opuestas de un difusor, con lo que se reduciría considerablemente la longitud del mismo. Tenemos, por tanto, dos posibilidades de diseño:

- Difusor de corta longitud y gran ángulo de divergencia.
- Difusor de larga longitud y menor ángulo de divergencia.

La elección de uno u otro va a depender de las pérdidas de carga que genere cada uno de ellos, cuyo estudio se desarrolla en el Anexo 5.

En cualquier caso, existen métodos de control del flujo, que permiten mejorar las condiciones del mismo y disminuir la resistencia que se produce en el difusor. Algunos de estos métodos, representados en la Figura 3.12, son:

- Succión de capa límite (a).
- Renovación o soplado de capa límite (b).
- Instalación de deflectores (c).
- Instalación de divisores a lo largo de toda la longitud (d) o en parte de ella (e).
- Uso de paredes curvas (f, g, h).
- Uso de paredes con cambio de sección suave (i).
- Difusores de separación previa (j).
- Difusores con aletas transversales (k).

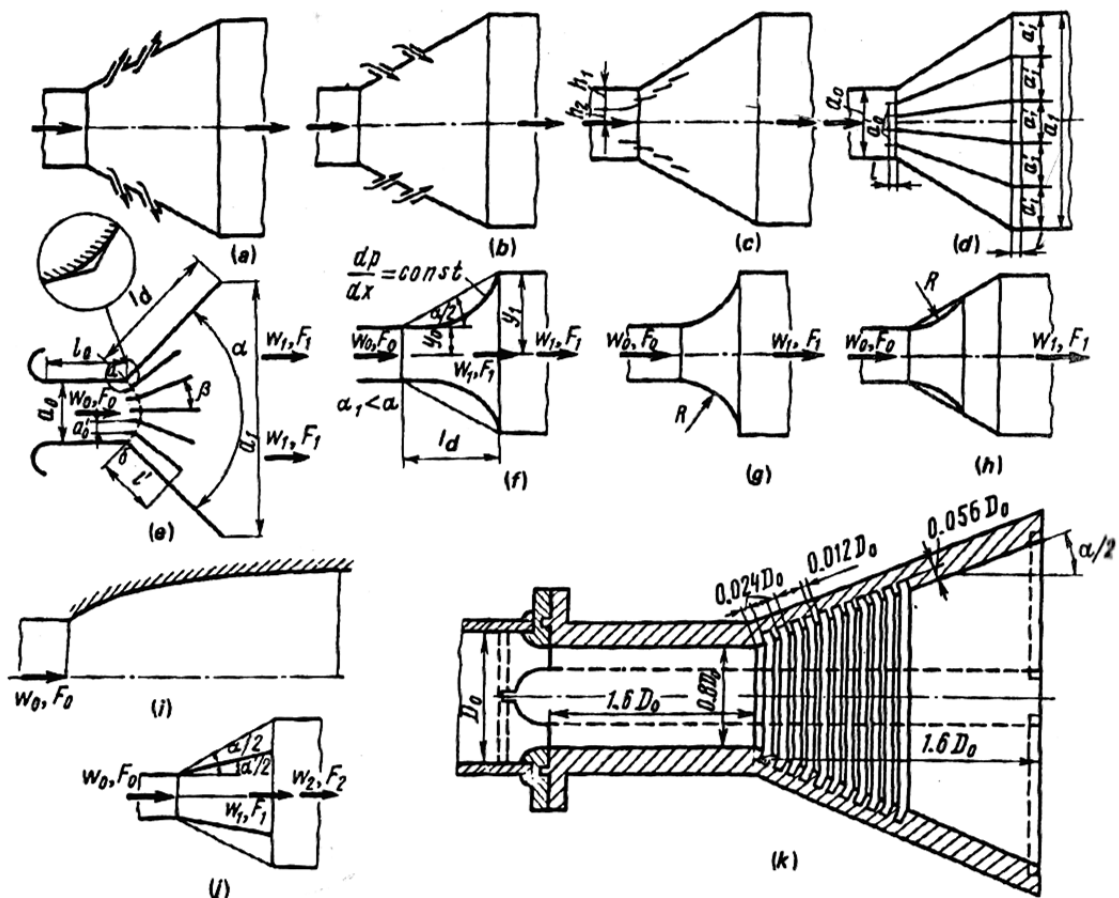


Figura 3.12. Ilustración de los distintos métodos de control del flujo en difusores<sup>23</sup>.

Por facilidad de fabricación y diseño, la única opción de las anteriores que se contempla para ayudar a reducir la resistencia en un difusor es la instalación de divisores o vanos a lo largo de toda la longitud del mismo, siempre y cuando sea necesario puesto que se haya superado el ángulo cónico recomendado.

Tal y como se explica en el Anexo 5, el difusor finalmente elegido no tiene vanos, ya que resulta más beneficioso utilizar uno de mayor longitud y que tenga un ángulo de divergencia óptimo (entre  $7^\circ$  y  $10^\circ$ )<sup>23</sup>. No obstante, se deja abierta la posibilidad de introducir vanos para reducir este ángulo una vez construido el túnel.

Además, por razones de disponibilidad de espacio, se ha decidido dividir dicho difusor en dos más cortos, lo cual también ayuda a reducir las pérdidas de carga que se producen en él. El primer difusor, o difusor superior, se coloca después de la cámara de ensayos, y el segundo difusor, o difusor inferior, se coloca tras el codo siguiente, el codo 1 (véase Figura 3.2), antes de llegar a la sección de los ventiladores.

En conjunto, ambos difusores sirven de elemento de transición entre el área de la cámara de ensayos ( $6 \text{ m}^2$ ) y el área de la sección de ventiladores ( $19,2 \text{ m}^2$ ), es decir, tienen una relación de áreas de 3,2. Las características geométricas y de la corriente de cada uno de los difusores se incluyen en la tabla 3.3 y 3.4.

- Difusor superior

Tabla 3.3. Valores de los parámetros geométricos del difusor superior.

<b><math>b</math></b>	2,4 m	<b><math>Re</math></b>	5066854
<b><math>W_1</math></b>	2,5 m	<b><math>\lambda_{rect}</math></b>	0,00920
<b><math>W_2</math></b>	3,81 m	<b><math>A_1</math></b>	$6 \text{ m}^2$
<b><math>D_h</math></b>	2,45 m	<b><math>A_2</math></b>	$9,14 \text{ m}^2$
<b><math>L</math></b>	10 m	<b><math>A_2/A_1</math></b>	0,66
<b><math>v_1</math></b>	30 m/s	<b><math>2\theta</math></b>	$7,5^\circ$

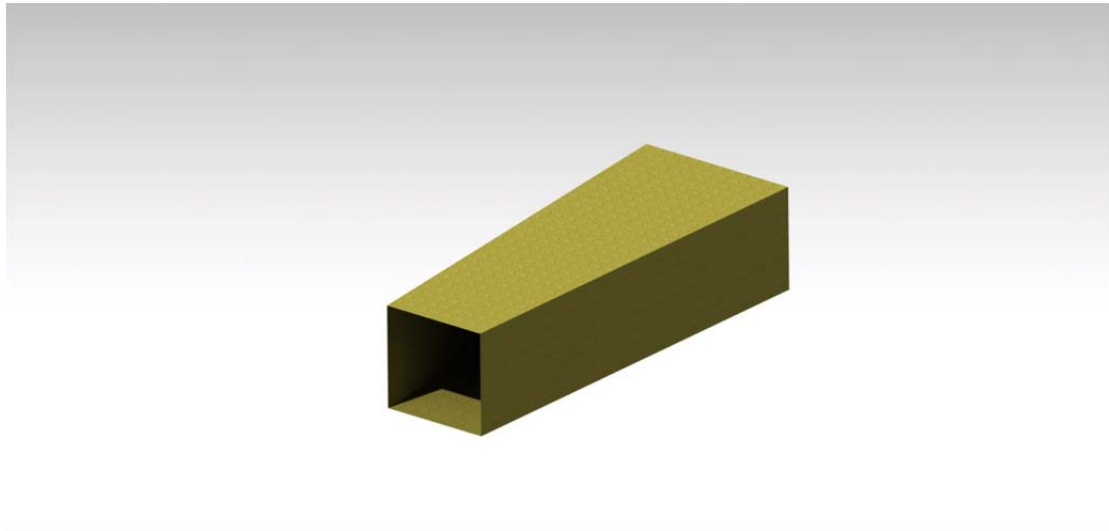


Figura 3.13. Representación en 3D del difusor superior.

- Difusor inferior

Tabla 3.4. Valores de los parámetros geométricos del difusor inferior.

$b$	2,4 m	$Re$	3998308
$W_1$	3,81 m	$\lambda_{rect}$	0,00953
$W_2$	8 m	$A_1$	9,14 m <sup>2</sup>
$D_h$	2,94 m	$A_2$	19,2 m <sup>2</sup>
$L$	32 m	$A_2/A_1$	0,48
$v_1$	19,69 m/s	$2\theta$	7,5°

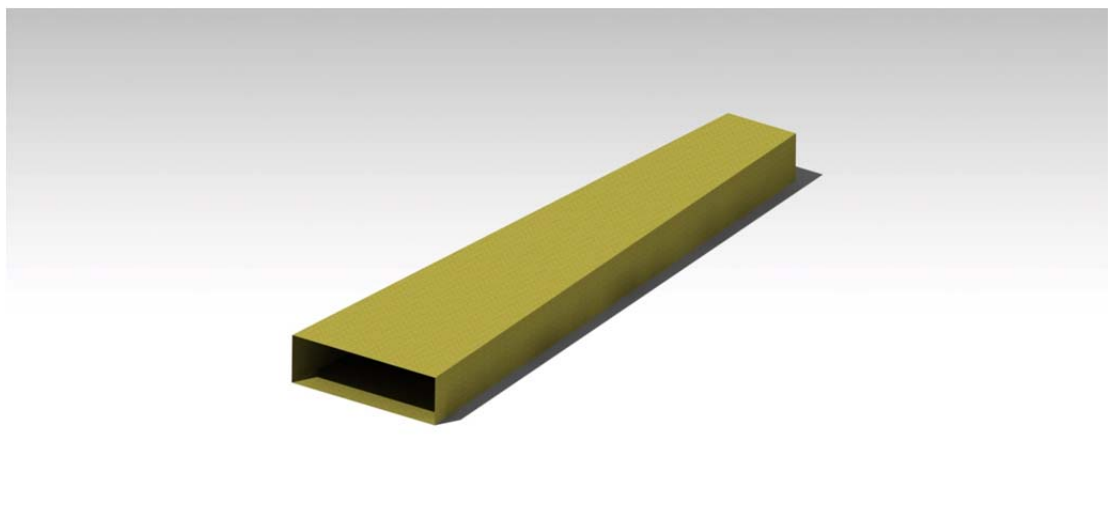
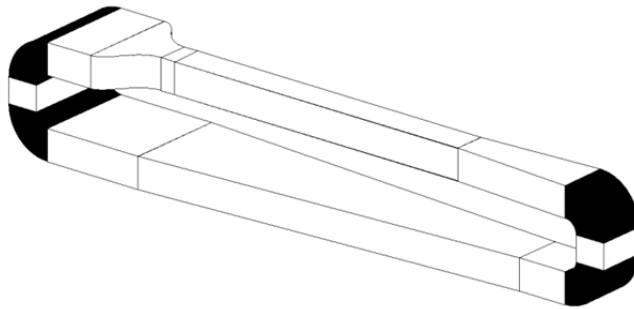


Figura 3.14. Representación en 3D del difusor inferior.



### 3.5. Codos

Los codos son los elementos responsables de deflectar o girar la corriente en los túneles aerodinámicos de circuito cerrado. En la Figura 3.15 puede observarse la situación de los codos en el túnel aerodinámico del presente proyecto.



*Figura 3.15. Detalle de la situación de los codos en el túnel aerodinámico propuesto.*

El paso de la corriente a través de uno de ellos conlleva la aparición de fuerzas centrífugas desde el centro de curvatura hasta la pared exterior del codo. Esto causa un incremento de la presión en esa pared y un descenso de la misma en la pared interior. Por lo tanto, la velocidad del fluido será más alta en la pared interior que en la exterior durante el giro de la corriente.

Tras el cambio de dirección, se produce un efecto de desprendimiento de la corriente en la pared interior, parecido al efecto que se produce en los difusores, pudiéndose llegar a formar remolinos. Además, este efecto es incrementado por la acción de las fuerzas de inercia que aparecen en el flujo.

La principal pérdida de carga que se produce en conductos con curvatura se debe a la aparición de remolinos en la pared interior, y determina la naturaleza del perfil de velocidades aguas abajo del codo.

En un codo, el valor del coeficiente de resistencia y la estructura del fluido varían en función de la turbulencia y del perfil de velocidades a la entrada del mismo. Además, hay que tener en cuenta otros factores dinámicos y geométricos, como son:

- El número de Reynolds.

- La rugosidad de las paredes.
- Ángulo de giro ( $\delta$ ).
- Radio relativo de curvatura ( $R_0/D_h$ ,  $R_0/b_0$ )
- Relación de sección ( $a_0/b_0$ ).
- Relación de áreas de salida y entrada ( $A_1/A_0$  o  $F_1/F_0$ ).

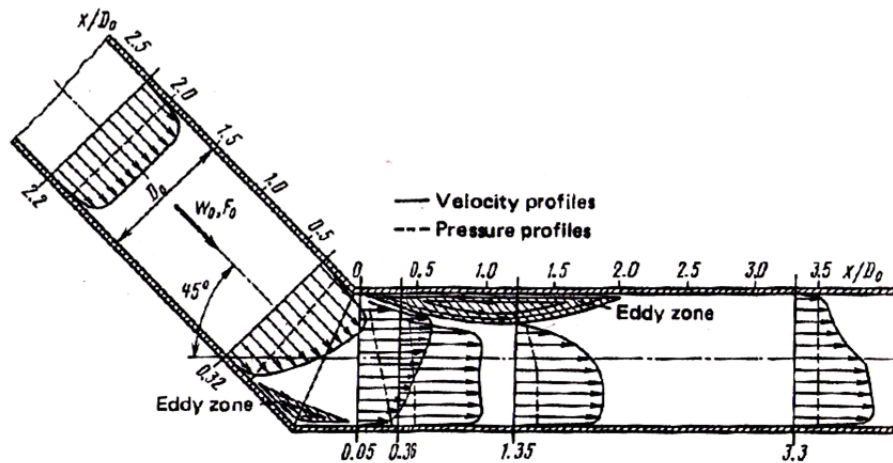


Figura 3.16. Variación del perfil de velocidades a lo largo del codo<sup>23</sup>.

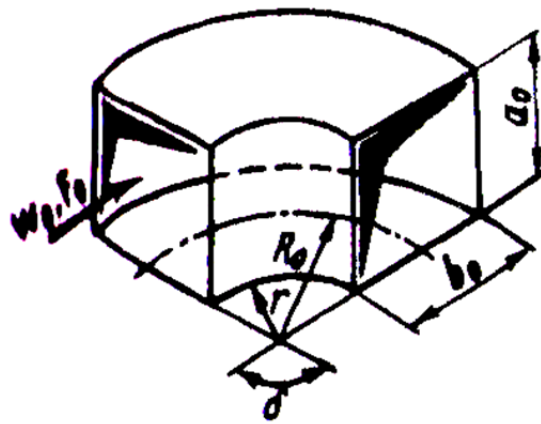


Figura 3.17. Representación de la geometría de un codo de sección rectangular<sup>23</sup>.

En los codos en los que la forma de la pared interior corresponde a un ángulo agudo, se produce la resistencia más alta, debido a que hay un gran desprendimiento de corriente en esa pared. También, la intensidad en la formación de remolinos y la resistencia aumentan a medida que lo hace el ángulo de giro. El redondeo de la pared interior del codo hace que la separación del flujo sea mucho

más suave, y se reduzca la resistencia. Los codos que se diseñan para el túnel aerodinámico de este proyecto tienen cada uno un ángulo de giro de  $90^\circ$ .

La menor resistencia en un codo se obtiene cuando se cumple la expresión (3.28), y se dice que tiene una forma óptima. Sin embargo, debido a la complejidad técnica y constructiva que conlleva conseguir dicha configuración, en la mayoría de los casos se opta por una que cumpla la expresión (3.29), la cual está cerca también de los mínimos valores de resistencia.

$$\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_0}{b_0} + 0,6, \quad (3.28)$$

$$\frac{r_1}{b_0} = \frac{r_0}{b_0} + 1, \quad (3.29)$$

siendo  $r_1$  el radio de la pared exterior al giro,  $r_0$  el radio de la pared interior y  $b_0$  la distancia entre paredes. Debido a las características del túnel aerodinámico, la altura del mismo es siempre de 2,4 metros, siendo ése el valor de  $b_0$ , mientras que  $r_0$  va a ser de 1 metro, debido al espacio disponible para la instalación del túnel. Por lo tanto, el valor de  $r_1$  va a ser de 3,4 metros.

Se puede bajar el coeficiente de resistencia redondeando o biselando las esquinas del codo, aunque no es la única manera. También se pueden instalar vanos o guías, de forma que los codos puedan tener un tamaño más reducido que con la primera opción.

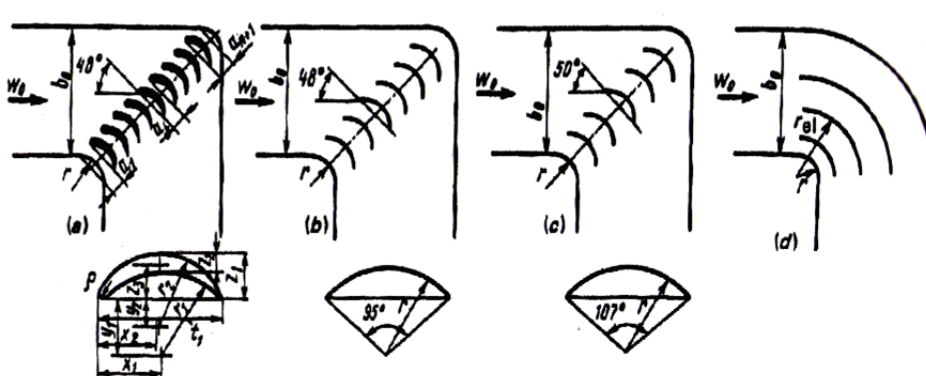


Figura 3.18. Configuraciones de codos con vanos<sup>23</sup>.

En la Figura 3.18, se muestran distintas configuraciones de vanos en codos. En la primera de ellas aparecen vanos con forma de perfil aerodinámico, los cuales producen menos resistencia al paso de la corriente pero son más difíciles de fabricar. La segunda y la tercera configuración se basan en vanos más simples, iguales unos a otros y fáciles de fabricar; y la cuarta tiene en cuenta vanos más largos y concéntricos, los cuales se alargan desde el principio hasta el final del codo.

Esta última opción es la elegida para el diseño del túnel aerodinámico de este proyecto, ya que además de su fabricación sencilla, es una de las opciones que menores pérdidas de carga y mejor perfil de velocidades genera, debido a que divide al codo en múltiples codos más alargados.

El número óptimo de vanos para este tipo de codos se determina mediante los experimentos y datos obtenidos por Khanzhonkov y Taliev, para codos de sección rectangular, según la tabla 3.5. La posición óptima de los vanos queda expresada por la fórmula (3.30):

$$r_i = 1,26 \cdot r_{i-1} + 0,07 \cdot b_0 . \quad (3.30)$$

Tabla 3.5. Valores para la determinación de vanos concéntricos en un codo<sup>23</sup>.

$r/b_0$	0-0,1	0,1-0,4	0,4-1,0	1,0
$n_{ch}$	3-4	2	1	0

Debido a las características del túnel aerodinámico, va a haber cuatro codos, iguales dos a dos. Una pareja de codos iguales se colocarán entre el difusor superior e inferior y la otra pareja servirá para conectar la sección de los ventiladores con la contracción. Como posteriormente se detallará, entre ambos codos habrá un conducto de área constante para alcanzar la altura final deseada del túnel, ya que se trata de un túnel de circuito cerrado en sentido vertical.

A continuación se especifican los datos de diseño de las dos parejas de codos, siempre para una velocidad de referencia en cámara de ensayos de 30 m/s:

- Codos entre ambos difusores (codo 1.1 y codo 1.2)

Tabla 3.6. Valores de los parámetros geométricos de los codos 1.

$a_0$	3,81 m	$r_0$	1 m
$b_0$	2,4 m	$r_1$	3,4 m
$A_0$	9,144 m <sup>2</sup>	$r_0/b_0$	0,42
$A_1$	9,144 m <sup>2</sup>	$n$	1
$D_h$	2,94 m	$r_{n=1}$	1,428 m
$\delta$	90°	$v_0$	19,69 m/s
$Re$	2,2 m	$Re$	3998001

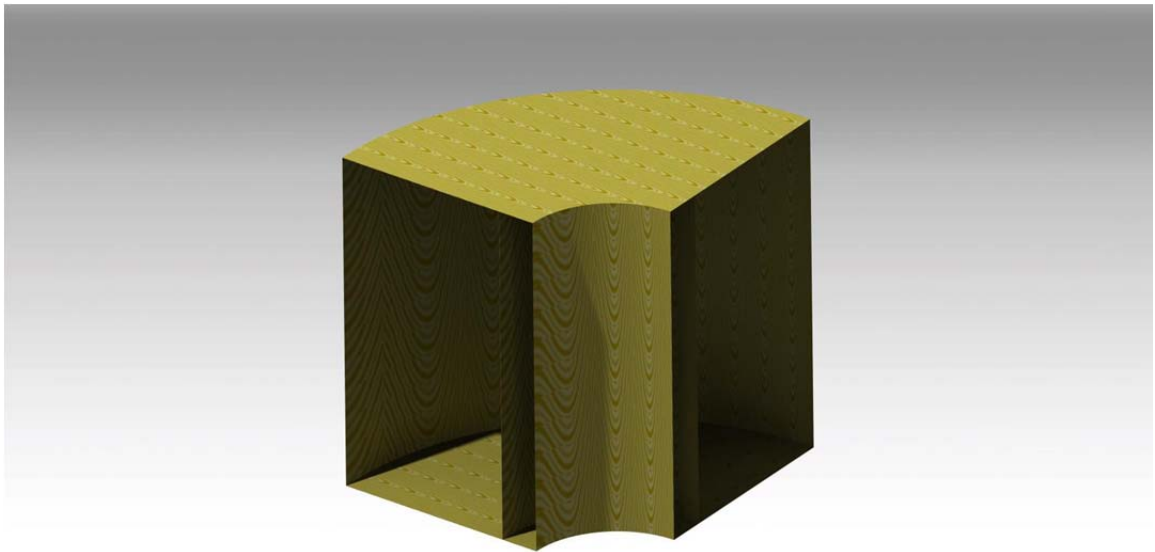


Figura 3.19. Representación en 3D del codo entre difusores.

- Codos entre ventiladores y contracción (codo 2.1 y codo 2.2)

Tabla 3.7. Valores de los parámetros geométricos de los codos 2.

$a_0$	8 m	$r_0$	1 m
$b_0$	2,4 m	$r_1$	3,4 m
$A_0$	19,2 m <sup>2</sup>	$r_0/b_0$	0,42
$A_1$	19,2 m <sup>2</sup>	$n$	1
$D_h$	3,69 m	$r_{n=1}$	1,428 m
$\delta$	90 <sup>0</sup>	$v_0$	9,375 m/s
$Re$	2,2 m	$Re$	2387268

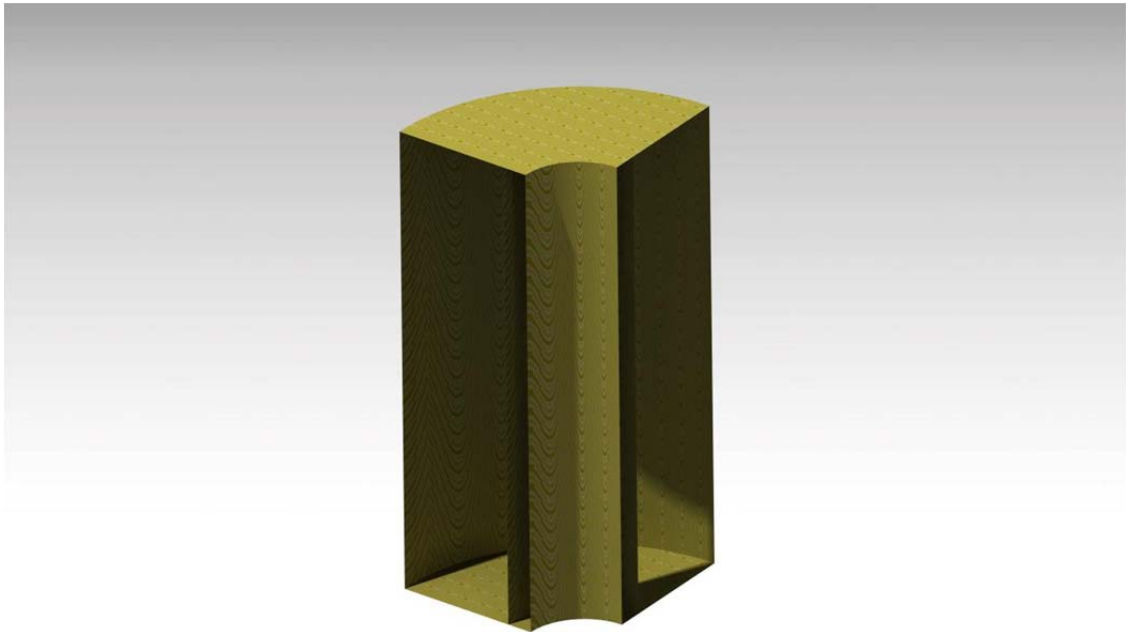
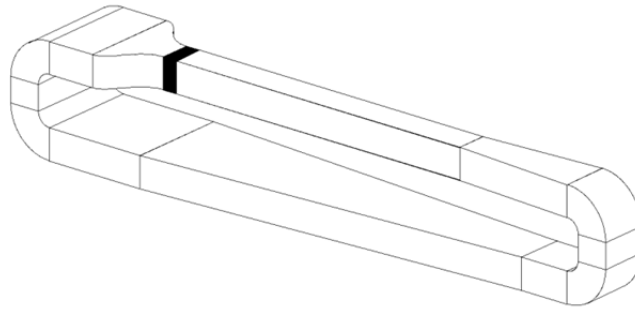


Figura 3.20. Representación en 3D del codo anterior a la contracción.

### 3.6. Elementos reguladores de flujo

En la Figura 3.21 puede observarse la situación de los elementos reguladores de flujo en el túnel aerodinámico del presente proyecto. Se pueden considerar cuatro tipos de irregularidades en un flujo:

- No uniformidad: la velocidad media en una sección transversal puede no ser uniforme. Esto puede solucionarse de dos formas distintas:
  - Transfiriendo cantidad de movimiento de las zonas de alta velocidad a las de baja velocidad (instalando molinetes o hélices de rotación libre).
  - Disipando energía del fluido (redes o panales de abeja).
- Torsión de la vena fluida: el flujo puede tener un movimiento de giro en torno a un eje paralelo a la dirección de la corriente, situado normalmente cerca de la línea central del conducto. Esto provoca la variación de la magnitud y dirección de la velocidad a lo largo de la sección transversal. Una de las causas de este fenómeno es el ventilador del túnel. También hay varias formas de solucionarlo:
  - Neutralizar la torsión generando torbellinos mediante la instalación de aletas (superficies sustentadoras fijas).
  - Reducir las componentes transversales de la velocidad (panales de abeja).
  - Instalar varios ventiladores en lugar de uno sólo.
- Pulsaciones de baja frecuencia: la velocidad de la corriente puede verse sometida a pulsaciones de baja frecuencia. Estas oscilaciones del flujo alargan el tiempo de espera hasta conseguir condiciones estacionarias y pueden afectar a las medidas.
- Turbulencia: cuando se producen pequeñas fluctuaciones en el módulo de la velocidad. Las variaciones provocan un flujo no estacionario, pero no se puede hablar de flujo no uniforme ya que su media, en un periodo suficientemente largo de tiempo, es nula.



*Figura 3.21. Detalle de la situación de los elementos reguladores de flujo en el túnel aerodinámico propuesto.*

Los efectos de la turbulencia se notan principalmente en la capa límite, acelerando la transición de capa límite laminar a turbulenta. En ensayos con cuerpos romos, no fuselados, la existencia de turbulencia en la capa límite no es tan importante, ya que ésta no suele ser nunca laminar y se desprende muy pronto. Existen diversas formas de reducir la turbulencia, siendo los métodos más comunes los ya mencionados, las redes de turbulencia y los panales de abeja.

Una red es una malla o tejido que se opone a la corriente consiguiendo perfiles de velocidad más uniformes y una reducción del tamaño de la turbulencia, pero provocando una caída de presión que depende de la velocidad. También reducen el espesor de la capa límite de la corriente de modo que pueda soportar mejor los gradientes de presión adversos sin desprenderse.

La red viene definida por el valor de su porosidad, que es la relación entre el área libre de paso y el área total de la sección ocupada por la red, siempre mayor que 0,57 para evitar inestabilidades. La porosidad depende del diámetro del alambre empleado, de la densidad del tejido y de factores geométricos. Lo más habitual es utilizar un tejido cuadrado y un valor de porosidad comprendido entre 0,6 y 0,8.

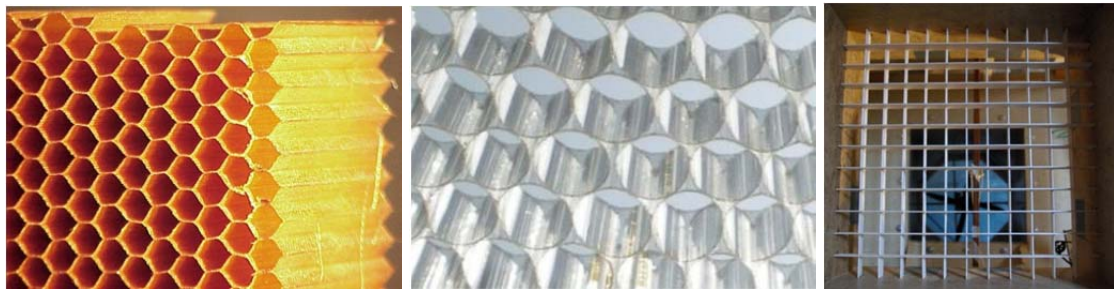
En cuanto a la turbulencia, las redes eliminan las fluctuaciones de mayor tamaño a costa de introducir otras de menor tamaño que se amortiguan rápidamente. El orden del tamaño de estas fluctuaciones turbulentas depende del número de Reynolds. Se suelen colocar en zonas de baja velocidad, como es al inicio



de la contracción, para permitir el amortiguamiento de la pequeña turbulencia y reducir las pérdidas de carga.

Para casos en los que la turbulencia sea muy elevada, resulta más interesante la colocación de varias redes en lugar de una sola con menor porosidad. Esto se debe a que con varias redes los factores de reducción de turbulencia se multiplican para hallar la reducción de turbulencia total, mientras que los coeficientes de caídas de presión se suman. En este caso hay que tener en cuenta la distancia entre redes, la cual no puede ser inferior a 500 veces el diámetro del alambre de la red.

Por otro lado, los panales de abeja reducen la turbulencia y eliminan variaciones en la velocidad lateral, enderezando la corriente. Se trata de paneles formados por celdas que se extienden de forma paralela una cierta longitud. Las celdas pueden tener distintas formas: triangulares, hexagonales, cuadradas, etc.



*Figura 3.22. Panales de abeja con celdas de forma hexagonal, circular y cuadrada.*

Un valor de porosidad típico es 0,8, con una longitud de 6 a 8 veces el diámetro hidráulico de las celdas. También se sitúan en las zonas de baja velocidad, normalmente delante de las redes, y suelen causar menos pérdidas que éstas.

Hay que tener en cuenta que no existen reglas concretas para la colocación e instalación de estos elementos en el túnel. Normalmente se utilizan ejemplos de otros túneles y ensayos de prueba y error para determinar la mejor posición.

La experiencia en túneles de simulación de capa límite atmosférica aconseja colocar un panel de abeja a la entrada de la cámara de ensayos para hacer que la

corriente sea irrotacional y evitar la formación de torbellinos en sentido longitudinal.

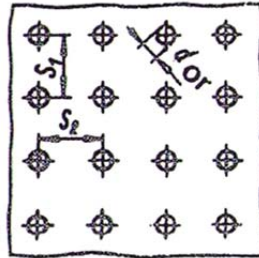


Figura 3.23. Modelo esquemático de un panel<sup>23</sup>.

La sección del panel va a estar formada por cuadrados de 20 cm de lado. Los paneles divisorios que forman las celdas van a ser listones de madera de 2 mm de espesor, lo que supone una porosidad del panel de 0,96. El número de cuadrados y la distancia entre ellos se determinan según las expresiones (3.31) y (3.32)<sup>23</sup>.

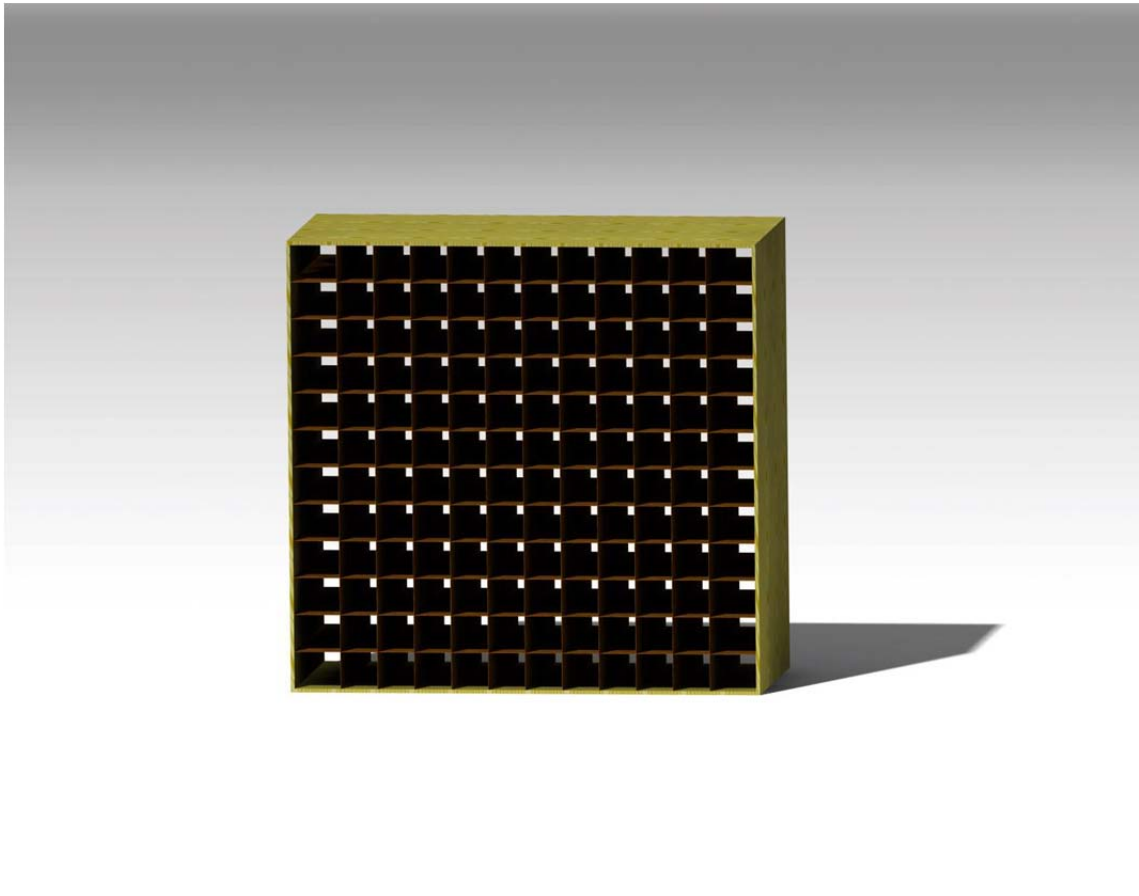
$$n_{or} = \frac{1,27\bar{f}F_{gr}}{d_{or}^2}, \quad (3.31)$$

$$S = \frac{0,89d_{or}}{\sqrt{\bar{f}}}, \quad (3.32)$$

siendo  $S$  la distancia tanto horizontal ( $S_2$ ) como vertical ( $S_1$ ) entre celdas,  $d_{or}$  el diámetro hidráulico de una celda,  $\bar{f}$  la porosidad del panel, y  $n_{or}$  el número de celdas máximo del panel (depende de cómo se aproximen las distancias en el momento de construirlo). Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 3.8 (véase también la Figura 3.24).

Tabla 3.8. Valores de los parámetros del panel.

$\bar{f}$	$F_{gr} (m^2)$	$d_{or} (m)$	$s (m)$	$n_{or}$	$l (m)$
0,96	6	0,2	0,2	183	1,200



*Figura 3.24. Representación en 3D del panal anterior a la cámara de ensayos.*

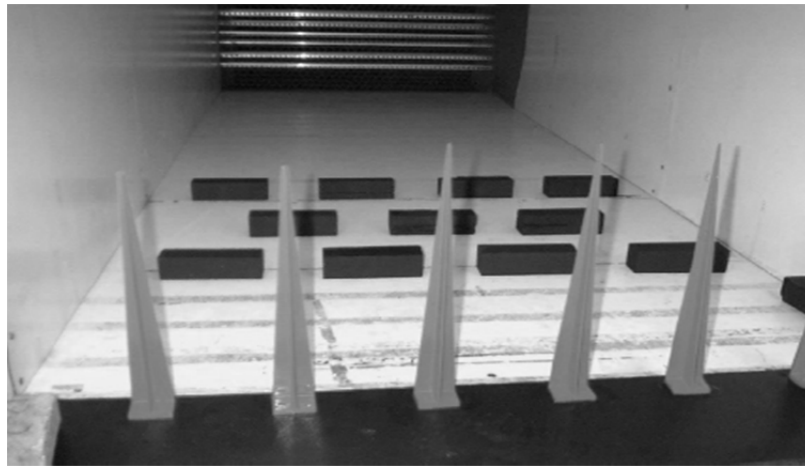
### *3.7. Dispositivos generadores de turbulencia*

Incluso en condiciones de equilibrio la estructura de la capa límite atmosférica es compleja, y requiere prestar especial atención a una considerable cantidad de características con objeto de conseguir una apropiada simulación en el túnel aerodinámico (véase apartado 2.1).

Generalmente, es posible ajustar en túnel los perfiles de velocidad media y turbulencia del viento atmosférico. No obstante, mantener la correcta distribución de energía turbulenta sobre el espectro completo de longitudes de escala de interés es más complicado. Las escalas que se proponen como referencia en el diseño del túnel son 1:200 con la finalidad de generar el perfil para el estudio de edificaciones de gran altura (rascacielos), y 1:50 para el estudio de estructuras de menor tamaño.

Los métodos utilizados para conseguir una correcta simulación de la capa límite rugosa se pueden dividir en dos clases:

- Métodos pasivos: se basan en generar turbulencia y fricción mediante la colocación de elementos de rugosidad, generadores de torbellinos (agujas), alfombras, etc. Son los métodos más comúnmente utilizados y sirven para generar torbellinos verticalmente, al producirse la separación del flujo de estos elementos, distribuyendo mejor la turbulencia.



*3.25. Agujas y bloques generadores de rugosidad del túnel del laboratorio de Capa Límite y Fluidodinámica Ambiental de la Universidad Nacional de La Plata (Argentina).*



*3.26. Agujas y alfombra rugosa del túnel del Saint Anthony Falls Laboratory (SAFL) en la Universidad de Minnesota (EE.UU.).*

- Métodos activos: inyectan cantidad de movimiento en la corriente mediante el uso de pequeñas toberas direccionales a la entrada de la cámara de ensayos, engrosando la capa límite. Mediante el uso de estas toberas se proporcionan ligeras oscilaciones de baja frecuencia en la corriente con objeto de simular los torbellinos de la capa límite atmosférica.

Debido a la sencillez de aplicación se van a utilizar métodos pasivos para generar la capa límite en el túnel aerodinámico objeto del proyecto. A continuación, se desarrolla el cálculo y la explicación del diseño de una de las configuraciones posibles de estos elementos pasivos en el túnel, con vistas a tener una idea generalizada de cómo se diseñan y de las pérdidas de carga que pueden originar. El diseño de estos elementos se basa en la conservación del número de Jensen (expresión (1.7)).

Para el cálculo de la altura de los obstáculos a utilizar en la simulación se utiliza la expresión (3.33), una relación entre el área frontal de los elementos y la superficie por elemento rugoso en planta<sup>25</sup>.

$$\frac{z_0}{h} = 0,5 \cdot \frac{A_f}{s}, \quad (3.33)$$

siendo  $A_f$  el área frontal de los elementos,  $h$  la altura de las estructuras o elementos rugosos,  $z_0$  la longitud de la rugosidad y  $s$  el área en planta por elemento rugoso.

La expresión (3.33) es válida en caso de que los elementos rugosos no presenten gran interferencia aerodinámica entre sí, esto es  $\frac{A_f}{s} < 20\text{-}30\%$ . En cualquier caso, también puede utilizarse la expresión (3.34) para calcular la altura de los elementos<sup>26</sup>.

$$\frac{z_0}{h} = 1,08 \cdot \frac{A_p}{s} - 0,08, \quad (3.34)$$

siendo  $A_p$  el área en planta de los obstáculos. La relación entre las dos expresiones anteriores es  $A_f = 0,6A_p$ . Se puede reescribir la expresión (3.34) de la siguiente manera, siendo válidas para un rango de valores de  $0,1 < \frac{A_p}{s} < 0,25$  ó  $0,06 < \frac{A_f}{s} < 0,15$ .

$$\frac{z_0}{h} = 1,8 \cdot \frac{A_f}{s} - 0,08 \quad (3.35)$$

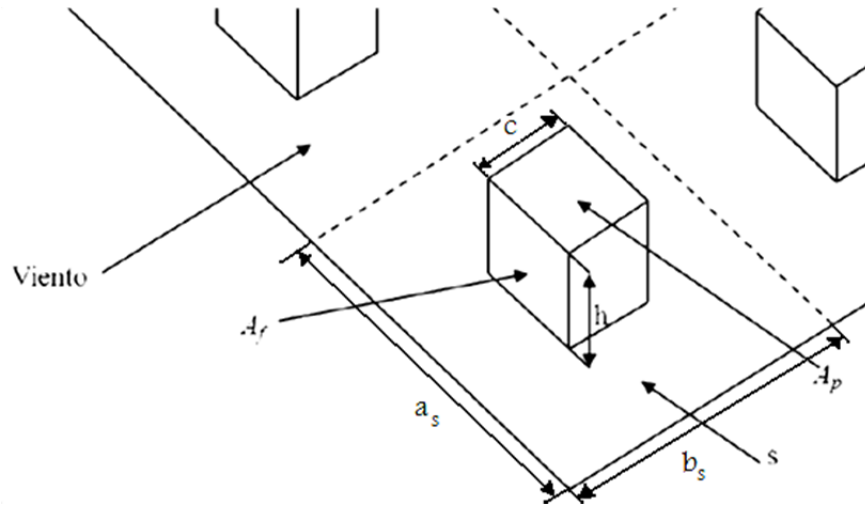


Figura 3.27. Representación de los parámetros de los elementos generadores de rugosidad.

Para el diseño de las agujas o “spires” se recurre a un método basado en la utilización de un perfil potencial (véase apartado 2.1), el cual viene definido por el parámetro  $\alpha$ . Las agujas quedan representadas en la Figura 3.28 y consisten en unas placas triangulares planas, normales a la corriente y con otra placa divisoria triangular, perpendicular a la anterior, a sotavento<sup>27</sup>.

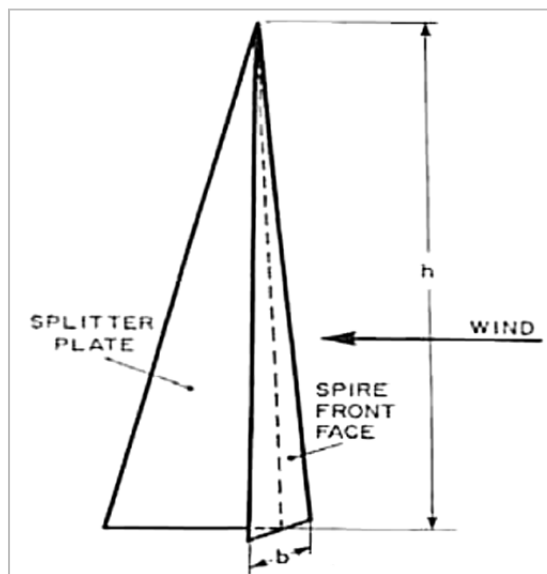


Figura 3.28. Representación de los parámetros de las agujas<sup>27</sup>.

En primer lugar se calcula la altura  $h$  de la aguja según la expresión (3.36), y después se calcula la relación entre la base  $b$  y la altura utilizando las fórmulas (3.37) a (3.39).

$$h = \frac{1,39\delta}{1 + \alpha/2}, \quad (3.36)$$

$$\frac{b}{h} = 0,5 \cdot \left[ \frac{\varphi \left( \frac{H}{\delta} \right)}{1 + \varphi} \right] \cdot \left( 1 + \frac{\alpha}{2} \right), \quad (3.37)$$

$$\varphi = \beta \cdot \frac{\frac{2}{1 + 2\alpha} + \beta - \frac{1,13\alpha}{1 + \alpha \left( 1 + \frac{\alpha}{2} \right)}}{(1 - \beta)^2}, \quad (3.38)$$

$$\beta = \frac{\alpha \left( \frac{\delta}{H} \right)}{1 + \alpha}, \quad (3.39)$$

siendo  $\delta$  la altura de la capa límite deseada,  $\alpha$  el propio de la categoría de terreno requerida, y  $H$  la altura de la sección de trabajo, es decir, la altura de la cámara de ensayos (2,4 metros).

A ambos lados de la aguja tiene que haber una distancia ligeramente inferior a  $h/4$  sin que haya ninguna otra aguja o la pared de la cámara de ensayos. Se colocarán las agujas que quepan a lo largo de la anchura de la cámara de ensayos siguiendo la regla anterior, aunque no es una regla exacta. Lo mejor es comprobar experimentalmente como actúan distintas configuraciones.

Las agujas resultantes generan una capa límite de altura  $\delta$  durante una longitud  $6h$  en sentido de la corriente. A partir de esa medida, la capa límite aumenta su espesor debido a la rugosidad del suelo. Este aumento de espesor se calcula mediante la expresión (3.40) para distancias desde  $6h$  a  $6h+\Delta x$  aguas abajo de las agujas.

$$\Delta\delta = 0,068\alpha \left( \frac{1+2\alpha}{1+\alpha} \right) \Delta x \cdot F, \quad (3.40)$$

siendo  $F$  un factor que se aplica para tener en cuenta la caída de presión en conductos de sección rectangular, debido al crecimiento de la capa límite:

$$F \cong \frac{1}{1 + \left( \frac{\delta}{H} \right) \left[ \frac{\alpha(3+2\alpha)}{1 + \alpha \left( 1 - \frac{\delta}{H} \right)} \right]} \quad (3.41)$$

A continuación se procede al cálculo de los parámetros de las agujas y bloques para las distintas configuraciones elegidas, es decir, para las dos escalas mencionadas y los distintos tipos de terreno (véase apartado 2.1).

*Tabla 3.9. Configuraciones de diseño para agujas y bloques.*

<b>Configuración</b>	1	2	3	4	5	6	7	8
<b>Escala</b>	1:50	1:50	1:50	1:50	1:200	1:200	1:200	1:200
<b>Categoría de terreno</b>	I	II	III	IV	I	II	III	IV

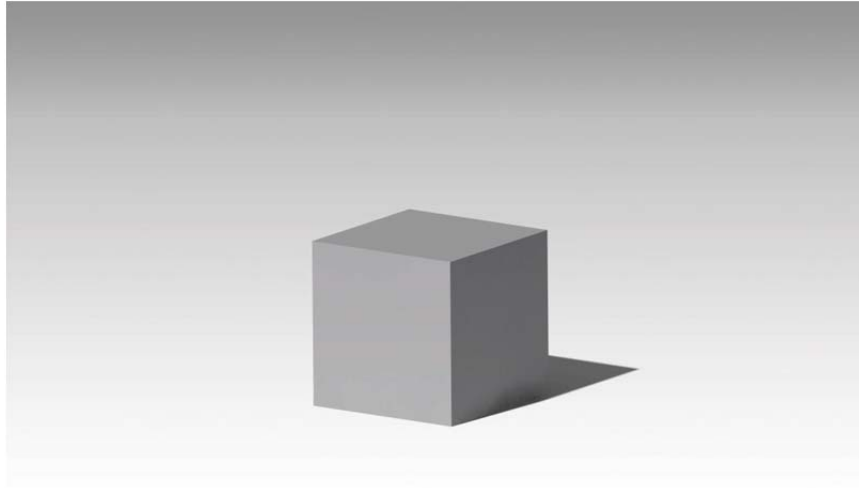
Para los elementos de rugosidad, se propone utilizar bloques con forma de prisma, siendo  $A_f$  un cuadrado de 5 cm de lado para la menor de las escalas, y de 15 cm de lado para la mayor. Los resultados geométricos para los bloques son los siguientes.

*Tabla 3.10. Resultados geométricos de los bloques para distintas configuraciones.*

<b>Configuración</b>	<b><math>z_0</math> escalada (m)</b>	<b><math>h</math> (m)</b>	<b><math>A_f</math> (m<sup>2</sup>)</b>	<b><math>A_f/s</math></b>	<b><math>s</math> (m<sup>2</sup>)</b>	<b><math>a_s</math> (m)</b>	<b><math>b_s</math> (m)</b>
<b>1</b>	0,0002	0,15	0,0225	0,0452	-	-	-
<b>2</b>	0,001	0,15	0,0225	0,0481	-	-	-
<b>3</b>	0,006	0,15	0,0225	0,0667	0,3375	0,4500	0,7500
<b>4</b>	0,02	0,15	0,0225	0,1185	0,1898	0,3375	0,5625
<b>5</b>	0,00005	0,05	0,0025	0,0450	-	-	-
<b>6</b>	0,00025	0,05	0,0025	0,0472	-	-	-
<b>7</b>	0,0015	0,05	0,0025	0,0611	0,0409	0,1567	0,2611
<b>8</b>	0,005	0,05	0,0025	0,1000	0,0250	0,1225	0,2041



En la tabla se puede apreciar que las configuraciones que consideraban categorías de terreno I y II no deben llevar ningún bloque, debido a que las ecuaciones citadas no tienen validez para el cociente  $A_f/s$  resultante. En lugar de los bloques se coloca una alfombra de rugosidad.

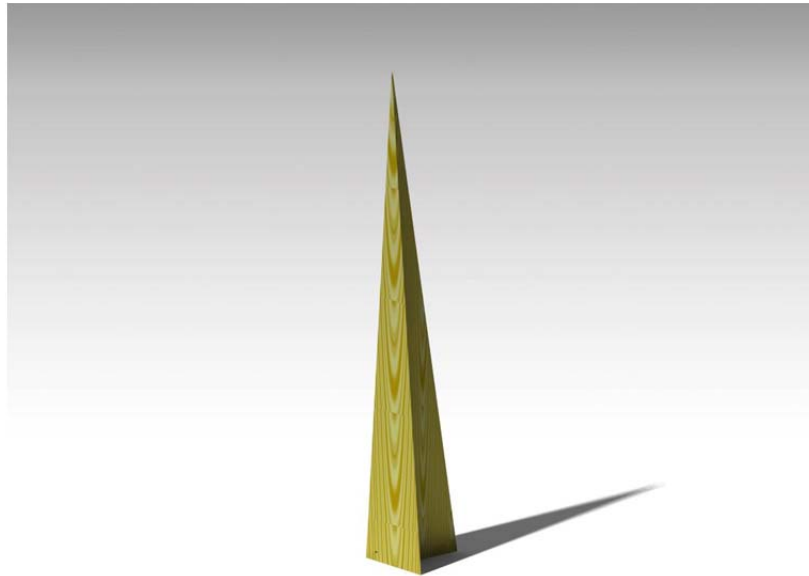


*Figura 3.29. Representación en 3D de un modelo de bloque para terreno de categoría IV y escala 1:200.*

Por otro lado, para el cálculo de las agujas se ha considerado una altura de la capa límite a desarrollar de 1,2 metros. Los resultados son los siguientes.

*Tabla 3.11. Resultados geométricos de las agujas para distintas configuraciones.*

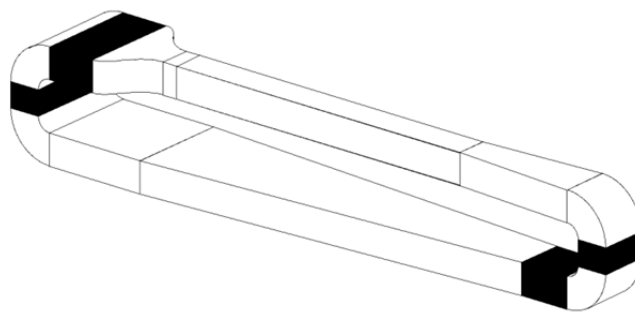
<b>Configuración</b>	<b><math>\alpha</math></b>	<b><math>h</math> (m)</b>	<b><math>\varphi</math></b>	<b><math>\theta</math></b>	<b><math>b/h</math></b>	<b><math>b</math> (m)</b>
<b>1</b>	0,12	1,574	0,092	0,054	0,090	0,141
<b>2</b>	0,16	1,544	0,114	0,069	0,110	0,170
<b>3</b>	0,22	1,503	0,139	0,090	0,136	0,204
<b>4</b>	0,3	1,450	0,164	0,115	0,162	0,235
<b>5</b>	0,12	1,574	0,092	0,054	0,090	0,141
<b>6</b>	0,16	1,544	0,114	0,069	0,110	0,170
<b>7</b>	0,22	1,503	0,139	0,090	0,136	0,204
<b>8</b>	0,3	1,450	0,164	0,115	0,162	0,235



*Figura 3.30. Representación en 3D de un modelo de aguja para terreno de categoría IV.*

### **3.8. Conductos de adaptación**

Se denominan conductos de adaptación a los conductos necesarios para completar la geometría del túnel aerodinámico, es decir, son los conductos cuyas longitudes sumadas a las del resto de elementos del túnel hacen que éste sea cerrado y se adapte al espacio disponible en la nave industrial, tal y como se especificó en la introducción al apartado 3. En la Figura 3.31 puede observarse la situación de los conductos en el túnel aerodinámico del presente proyecto.



*Figura 3.31. Detalle de la situación de los conductos en el túnel aerodinámico propuesto.*

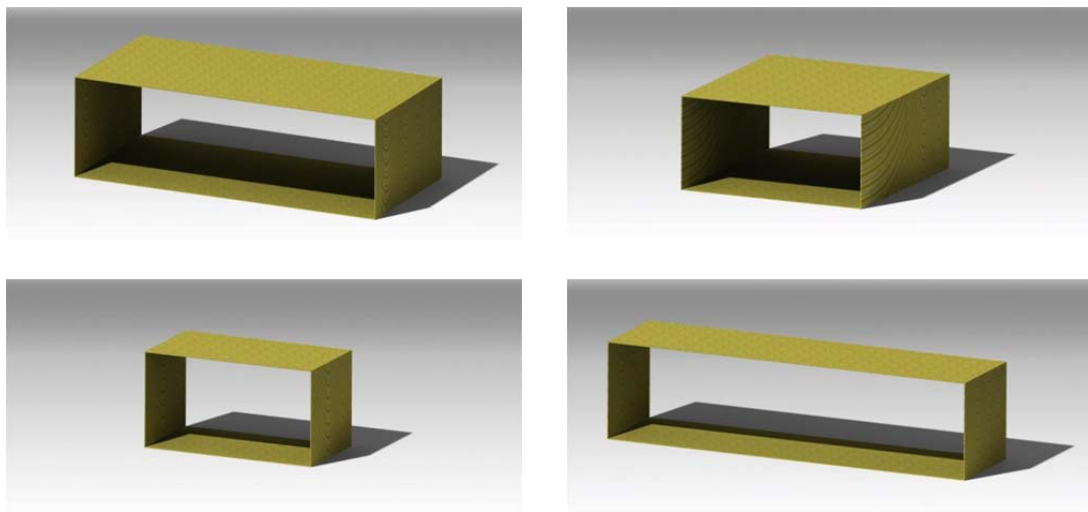
Por lo tanto, resultan cuatro conductos que hay que añadir a los elementos anteriormente diseñados, cuya disposición puede ser observada en la Figura 3.31.

Además de razones geométricas, su inclusión en el túnel ayuda a uniformizar la corriente en aquellos tramos donde ha sufrido variaciones de dirección, como los codos. Los conductos se identifican de la siguiente manera:

- A. Situado entre la entrada de la contracción y la salida del codo 2.1, de longitud 3,8 metros y sección  $8 \times 2,4 \text{ m}^2$ .
- B. Situado entre la entrada al difusor inferior y la salida del codo 1.2, de longitud 4 metros y sección  $3,81 \times 2,4 \text{ m}^2$ .
- C. Situado entre la entrada al codo 1.2 y la salida al codo 1.1, de longitud 2 metros y sección  $3,81 \times 2,4 \text{ m}^2$ .
- D. Situado entre la entrada al codo 2.1 y la salida al codo 2.2, de longitud 2 metros y sección  $8 \times 2,4 \text{ m}^2$ .

Además, entre la salida del difusor inferior y la entrada al codo 2.2 todavía queda un espacio de 8 metros de longitud donde tiene que ir colocada la sección de ventiladores y sus correspondientes geometrías adaptadoras de corriente.

Hay que añadir que en estos conductos pueden incorporarse compuertas para ayudar a una inspección interior del túnel aerodinámico.



*Figura 3.32. Representación en 3D de los modelos de conductos A, B, C y D, de izquierda a derecha y de arriba a abajo.*



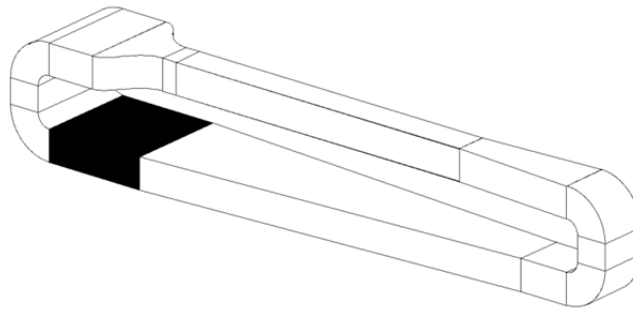
# Planta matriz **4**



#### 4. Planta motriz

##### 4.1. Introducción

Como ya se ha comentado en el apartado 3, el correcto diseño de los diferentes elementos que forman el túnel aerodinámico es muy importante, ya que con él se pueden llegar a reducir significativamente las pérdidas de carga. Estas pérdidas de presión total se producen al paso del flujo de aire a través de los diferentes conductos, y se detalla un estudio de las mismas en el apartado 14 de este proyecto. La planta de potencia es la encargada de compensar dichas pérdidas e impulsar la corriente de aire a lo largo del recorrido completo del túnel. En la siguiente figura se detalla su situación en el túnel aerodinámico objeto de estudio.



*Figura 4.1. Situación de la planta de potencia en el túnel aerodinámico propuesto.*

Básicamente, este conjunto motor está compuesto por uno o varios ventiladores (encargados de proporcionar el salto de presiones necesario), los correspondientes motores eléctricos (encargados de proporcionar la potencia requerida por los ventiladores) y un sistema de regulación de velocidad.

Los parámetros en los que se va a basar la elección de la planta de potencia son la potencia necesaria para contrarrestar las pérdidas de carga y el tamaño de la bancada de los motores. El consumo de potencia es otro punto a tener en cuenta, pero nunca condicionará por sí solo la elección de la planta motriz.

Los dos métodos posibles a seguir para la elección de los ventiladores son:

- Diseñar un ventilador o matriz de ventiladores que se adapte a la sección del túnel que se ha destinado para albergarlo.

- Buscar un ventilador entre la gama comercial disponible que pueda ser válido para satisfacer el aumento de presión requerido. En caso de no encontrar uno que lo cumpla, puede recurrirse a una matriz de ventiladores.

La primera opción supondría unos costes adicionales derivados de un diseño y fabricación especiales, además del complicado mantenimiento que requeriría una planta motriz para la que no existiesen recambios de acceso inmediato. Todo ello sin tener en cuenta el tiempo extra necesario para la fabricación y diseño de la planta. Sin embargo, estos inconvenientes no se aprecian en la segunda opción. Es cierto que la primera permitiría tener una planta motriz con resultados muy eficientes y con las mínimas pérdidas posibles, pero en general no se compensan los gastos económicos que acarrearía su elección. Unos costes y resultados aceptables son los motivos de que se opte por el segundo método.

#### 4.2. Selección del ventilador

Como se ha dicho anteriormente, el ventilador deberá proporcionar un salto de presiones para compensar las pérdidas que se producen en los diferentes elementos del túnel aerodinámico. Debido a las dimensiones de la sección destinada a albergar la planta motriz (8 metros de anchura y 2,4 metros de altura) lo más conveniente es recurrir a una matriz de ventiladores comerciales cuya bancada se adapte a dicha sección. Esto añade un coste adicional de sincronización de todos los ventiladores, pero aún así sigue siendo una opción válida.

Sin embargo, el hecho de utilizar una matriz supone que los motores deben tener los correspondientes ejes de los ventiladores alineados, de modo que se puedan acoplar unos con otros. Es decir, que se excluye de la elección a aquellos ventiladores cuyo motor está por encima de la carcasa.

Además, al tratarse de un túnel de circuito cerrado no se contempla la opción de instalar ventiladores centrífugos. Se opta por ventiladores helicoidales, más baratos que los anteriores pero proporcionan menor caudal y peores resultados.



Las configuraciones finales que se consideran apropiadas para el túnel aerodinámico objeto de este proyecto son una matriz con 4 ventiladores cuyas dimensiones (incluyendo la carcasa) sean de  $2 \times 2 \text{ m}^2$ , o una matriz con 16 ventiladores de  $1 \times 1 \text{ m}^2$ .

#### 4.2.1. Requisitos

Los requisitos fundamentales que se deben tener en cuenta en la selección del ventilador son las pérdidas de presión en todo el túnel, el caudal necesario en el mismo y la potencia a desarrollar por la planta motriz. Para una velocidad máxima de 30 m/s en la cámara de ensayos, los valores de estos parámetros son:

- Caudal requerido en el túnel:  $Q = 180 \text{ m}^3/\text{s}$
- Salto de presiones (pérdida de carga del túnel):  $\Delta p = 276,89 \text{ Pa}$
- Potencia exigida al grupo motor:  $N = Q \cdot \Delta p = 49840,2 \text{ W}$

El caudal que debe atravesar el túnel puede suponerse igual a la suma de los caudales que atraviesan los ventiladores, ya que se cumple el principio de superposición. También se supone que los ventiladores se encuentran en el mismo punto de funcionamiento y que el caudal que los atraviesa es el mismo. Si además el régimen de giro es similar, el aumento de presión será el mismo en todos los ventiladores (sin considerar la posibilidad de un flujo no uniforme a la entrada de la sección). Se cumplen, por tanto, las expresiones (4.1) y (4.2).

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i, \quad (4.1)$$

$$\Delta p = \Delta p_i, \quad (4.2)$$

siendo  $Q$  el caudal a través de la sección de los ventiladores,  $Q_i$  el caudal a través del ventilador  $i$ ,  $n$  el número de ventiladores que constituyen la matriz,  $\Delta p$  el incremento de presión en la sección de los ventiladores, y  $\Delta p_i$  el incremento de presión en el ventilador  $i$ .

#### 4.2.2. Teoría de diseño

El funcionamiento de cada ventilador queda determinado a través de tres parámetros: la densidad del aire ( $\rho$ ), las revoluciones por minuto a las que gira el ventilador ( $n$ ), y el diámetro del mismo ( $D$ ).

La variación de alguno de estos tres parámetros provoca un cambio en otras variables como son la presión, el caudal y la potencia requerida por los ventiladores. La variación de la densidad de  $\rho$  a  $\rho'$  se expresa según las expresiones (4.3) a (4.5); la variación de la velocidad de giro de  $n$  a  $n'$  se expresa según las expresiones (4.6) a (4.8); y la variación del diámetro de la hélice de  $D$  a  $D'$  se muestra según las expresiones (4.9) a (4.11).

$$Q' = Q, \quad (4.3)$$

$$p' = \left( \rho' / \rho \right) p, \quad (4.4)$$

$$N' = \left( \rho' / \rho \right) N, \quad (4.5)$$

$$Q' = \left( n' / n \right) Q, \quad (4.6)$$

$$p' = \left( n' / n \right)^2 p, \quad (4.7)$$

$$N' = \left( n' / n \right)^3 N, \quad (4.8)$$

$$Q' = \left( D' / D \right)^3 Q, \quad (4.9)$$

$$p' = \left( D' / D \right)^2 p, \quad (4.10)$$

$$N' = \left( D' / D \right)^5 N. \quad (4.11)$$

#### 4.2.3. Selección de la matriz de ventiladores

Como ya se ha mencionado, se han propuesto dos configuraciones posibles de la matriz de ventiladores, con el objetivo de compararlas y escoger la más adecuada. Particularizando para los valores del túnel las expresiones (4.1) y (4.2), se obtiene para cada configuración la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Tabla con los parámetros de diseño de las dos configuraciones posibles de la matriz de ventiladores.

<b>Sección (m<sup>2</sup>)</b>	19,2	
<b>Q (m<sup>3</sup>/s)</b>	180	
<b><math>\Delta p</math> (Pa)</b>	276,89	
<b>N (W)</b>	49840	
<b>Ventiladores</b>	4	16
<b>Sec. vent. (m<sup>2</sup>)</b>	4	1
<b>Q<sub>i</sub> (m<sup>3</sup>/s)</b>	37,5	9,375
<b>Q<sub>i</sub> (m<sup>3</sup>/h)</b>	135000	33750
<b><math>\Delta p_i</math> (Pa)</b>	276,89	276,89
<b><math>\Delta p_i</math> (mm H<sub>2</sub>O)</b>	28,23	28,23
<b>N<sub>i</sub> (W)</b>	10383	2596

Se han considerado en el presente proyecto ventiladores de las siguientes empresas:

- Airtècnics (Airtècnics Motors i Ventildors, S.L.). Ventiladores axiales de perfil estrecho.
- Sodeca (Sodeca S.L.). Ventiladores helicoidales tubulares de medios y grandes caudales.

Finalmente, se ha reducido la búsqueda a los ventiladores helicoidales de Sodeca al ser su coste de adquisición considerablemente menor, por tener fijado el ángulo de ataque de las palas en algunos de los modelos (haciendo más fácil el diseño) y por disponer de documentación y experiencia previa con ventiladores de la misma compañía (conociéndose las características de funcionamiento).

#### 4.2.3.1. Configuración de matriz con 4 ventiladores

Según el catálogo de Sodeca (véase Anexo 8), los ventiladores más adecuados en cuanto a geometría y capaces de dar el caudal necesario para esta configuración son los del grupo HGT, ventiladores helicoidales tubulares de gran diámetro y con motor directo. Las características técnicas de éstos son:

- Ventilador:
  - Dirección aire motor-hélice.
  - Hélices de paso variable en fundición de aluminio, esto es, se permite fijar el paso de las palas para obtener un rendimiento óptimo en un punto concreto de funcionamiento.
  - Envolvente tubular en chapa de acero.
- Motor:
  - Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP55.
  - Trifásicos 230/400V.-50Hz (hasta 5,5 CV) y 400/690V.-50Hz (potencias superiores a 5,5 CV).
  - Temperatura de trabajo:  $-25^{\circ}\text{C}$  a  $+50^{\circ}\text{C}$ .
- Acabado: anticorrosivo en resina de poliéster polimerizada a  $190^{\circ}\text{C}$ , previo desengrase alcalino y pretratamiento libre de fosfatos.



*Figura 4.2. Imagen de un ventilador del grupo HGT de Sodeca  
(acoplado al accesorio PS para sujetarlo)<sup>28</sup>.*

De este tipo de ventiladores, se hizo una primera selección cogiendo a los que fuesen capaces de aportar un caudal superior al necesario. Los modelos resultantes fueron los que aparecen en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Modelos de Sodeca capaces de aportar un caudal de 135000 m<sup>3</sup>/h.

<b>Modelo HGT</b>	<b>Caudal máximo (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Velocidad (rpm)</b>
125-4T/6-50	136000	1480
125-4T/6-75	149500	1480
125-4T/6-100	155000	1480
125-4T/9-75	135000	1480
125-4T/9-100	163000	1480
140-6T/9-40	139000	985
140-6T/9-50	148000	985
160-6T/3-25	142000	985
160-6T/3-30	150000	980
160-6T/6-30	136000	980
160-6T/6-40	158000	985
160-6T/6-50	174000	985
160-6T/9-40	150000	985
160-6T/9-50	158000	985
160-6T/9-60	174000	985
160-6T/9-75	190000	990
160-6T/9-100	202000	990
160-8T/9-30	142000	730
160-8T/9-40	151000	735

A partir de estos modelos se hizo una nueva selección en base a los parámetros de diseño, es decir, según el caudal y el salto de presiones necesario, y sólo dos de ellos fueron los adecuados: los modelos HGT 160-6T/6-40 y HGT 160-6T/9-50.

Para ese estudio fue necesario la utilización de las gráficas de funcionamiento características de los ventiladores facilitadas por Sodeca, Figura 4.3. El modo de empleo de las gráficas se expone a continuación. Con ellas es posible calcular la potencia necesaria a desarrollar por el motor, y permite la exclusión de los ventiladores no válidos.

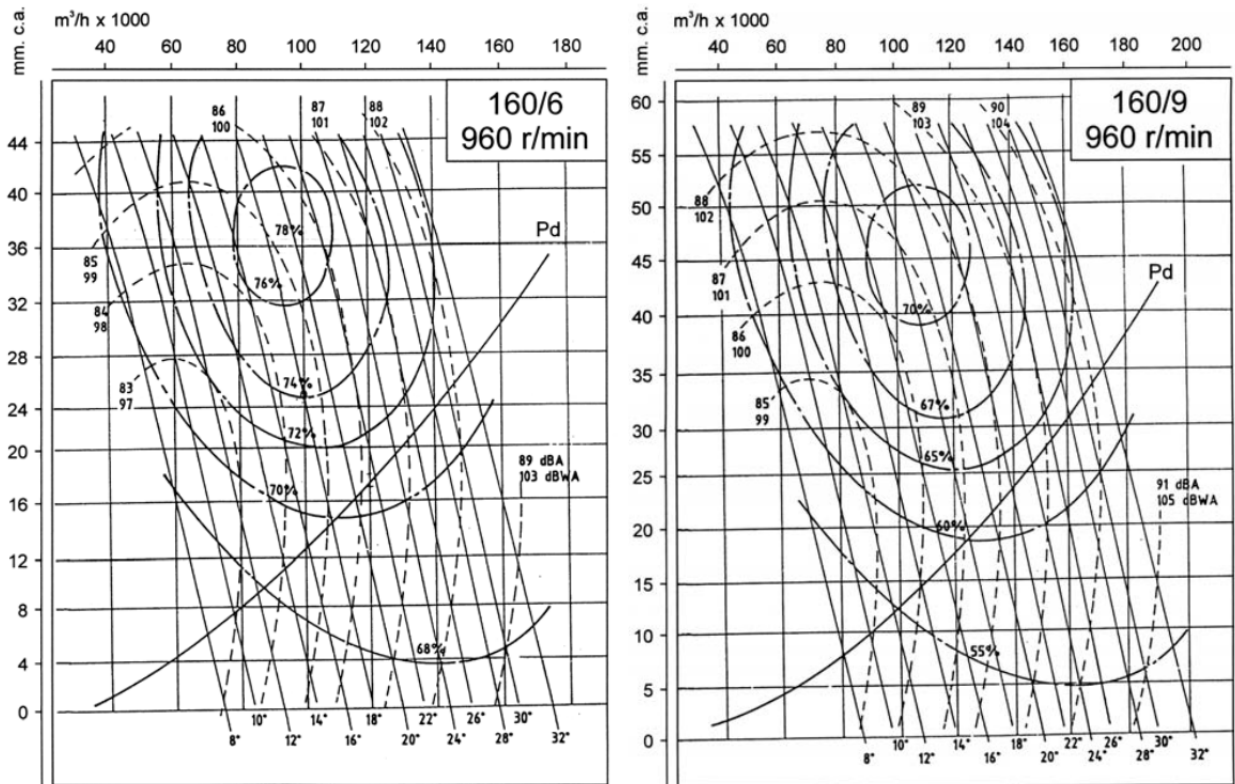


Figura 4.3. Gráficos característicos de los modelos 160/6 y 160/9 para 960 rpm<sup>28</sup>.

A partir de un caudal y de una presión estática se localiza el punto de diseño en la gráfica. A ese punto le corresponderá una curva de ángulo de paso de los álabes de las palas, y también otra curva de rendimiento. Además, la intersección del caudal requerido con la curva de presión dinámica dará como resultado un valor de presión dinámica. Los valores de estos parámetros se introducen en la expresión (4.12) para obtener la potencia mecánica absorbida por la hélice.

$$N_{hélice} = \frac{Q \cdot (P_d + P_e)}{3670 \cdot \eta \cdot 0,736}, \quad (4.12)$$

siendo  $P_d$  y  $P_e$  las presiones obtenidas en el gráfico en mm H<sub>2</sub>O,  $\eta$  en %,  $N_{hélice}$  en CV, y  $Q$  en m<sup>3</sup>/h.

Hay que tener en cuenta una serie de consideraciones. Sodeca recomienda aplicar siempre un margen mínimo de seguridad del 10% sobre la potencia absorbida por la hélice, para calcular la potencia necesaria del motor. Además, las condiciones de los ensayos a partir de los cuales Sodeca elaboró las gráficas no son a nivel del mar, es decir, la densidad del aire era 1,2 kg/m<sup>3</sup>. Por ello hay que recurrir

a las expresiones (4.3) a (4.5) para realizar los cambios a densidad  $1,225 \text{ kg/m}^3$ , valor para el cual se han calculado las condiciones iniciales de caudal e incremento de presión.

Así pues, las condiciones iniciales aplicadas a un modelo 160/6 a 960 rpm dan como resultado una potencia desarrollada por el motor de 38,71 CV, según la tabla 4.3. Teniendo que escoger un motor normalizado, se ha elegido el de 40 CV por lo que el modelo final es el HGT 160-6T/6-40.

*Tabla 4.3. Resultados y desarrollo de la potencia necesaria del motor para un modelo 160/6 a 960 rpm.*

$\rho_{\text{diseño}}$ ( $\text{kg/m}^3$ )	$Q_{\text{diseño}}$ ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	$P_{e,\text{diseño}}$ (mm H <sub>2</sub> O)	$\rho_{\text{ensayo}}$ ( $\text{kg/m}^3$ )	$Q_{\text{ensayo}}$ ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	$P_{e,\text{ensayo}}$ (mm H <sub>2</sub> O)
1,225	135000	28,23	1,2	135000	27,65
$P_{d,\text{ensayo}}$ (mm H <sub>2</sub> O)	Rend (%)	Ángulo <sub>pala</sub> (°)	$N_{\text{hélice,ensayo}}$ (CV)	$N_{\text{motor,ensayo}}$ (CV)	$N_{\text{motor,diseño}}$ (CV)
22	72	28	34,47	37,91	38,71

Por otro lado, las mismas condiciones iniciales aplicadas a un modelo 160/9 a 960 rpm dan como resultado una potencia necesaria de 42,88 CV, según la tabla 4.4. El motor normalizado escogido será de 50 CV, siendo el modelo final el HGT 160-6T/9-50.

*Tabla 4.4. Resultados y desarrollo de la potencia necesaria del motor para un modelo 160/9 a 960 rpm.*

$\rho_{\text{diseño}}$ ( $\text{kg/m}^3$ )	$Q_{\text{diseño}}$ ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	$P_{e,\text{diseño}}$ (mm H <sub>2</sub> O)	$\rho_{\text{ensayo}}$ ( $\text{kg/m}^3$ )	$Q_{\text{ensayo}}$ ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	$P_{e,\text{ensayo}}$ (mm H <sub>2</sub> O)
1,225	135000	28,23	1,2	135000	27,65
$P_{d,\text{ensayo}}$ (mm H <sub>2</sub> O)	Rend (%)	Ángulo <sub>pala</sub> (°)	$N_{\text{hélice,ensayo}}$ (CV)	$N_{\text{motor,ensayo}}$ (CV)	$N_{\text{motor,diseño}}$ (CV)
22	65	22	38,18	42,00	42,87

Debido a que ambos motores son válidos y están en el catálogo de Sodeca, el último criterio para elegir el ventilador es el coste. El modelo más barato es el HGT 160-6T/6-40 con un precio de 8.153,7 € la unidad, por lo que resulta ser el

ventilador elegido para la configuración de matriz con 4 ventiladores. El resto de valores geométricos se expone en la siguiente figura y tabla.

Tabla 4.5. Valores de los parámetros geométricos del modelo HGT 160-6T/6-40<sup>28</sup>.

$\varnothing A$ (mm)	$\varnothing J$ (mm)	$\varnothing B$ (mm)	$\varnothing D$ (mm)	$E$ (mm)	$N$
1735	19	1680	1600	1000	24 x 15 <sup>0</sup>

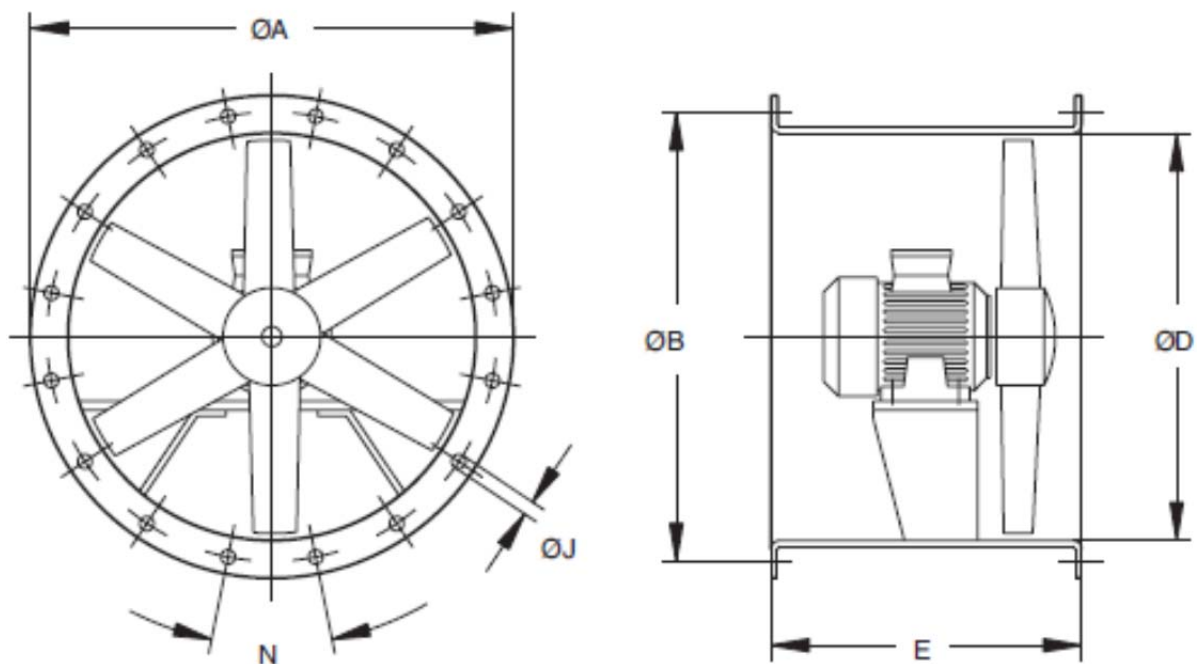


Figura 4.4. Imagen del modelo HGT 160-6T/6-40<sup>28</sup>.

#### 4.2.3.2. Configuración de matriz con 16 ventiladores

Según el catálogo de Sodeca, los ventiladores capaces de aportar el caudal mínimo exigido y cuya geometría mejor se adapta a los requerimientos del túnel, son en este caso los del grupo HCT, ventiladores helicoidales murales o tubulares, de gran robustez. Sus características técnicas (muy similares a las mencionadas con respecto a los ventiladores HGT) son:



- Ventilador:
  - Dirección aire motor-hélice.
  - Hélices de fundición de aluminio.
  - Envolverte tubular en chapa de acero.
- Motor:
  - Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP55.
  - Monofásicos 230V.-50Hz., y trifásicos 230/400V.-50Hz. (hasta 5,5 CV) y 400/690V.-50Hz. (potencias superiores a 5,5 CV).
  - Temperatura de trabajo:  $-25^{\circ}\text{C}$  a  $+50^{\circ}\text{C}$ .
- Acabado: anticorrosivo en resina de poliéster polimerizada a  $190^{\circ}\text{C}$ , previo desengrase alcalino y pretratamiento libre de fosfatos.



*Figura 4.5. Imagen de un ventilador del grupo HCT de Sodeca<sup>28</sup>.*

Al igual que con el otro tipo de ventiladores, se ha hecho una primera selección del catálogo escogiendo a aquellos capaces de aportar el caudal necesario que se detalla en la tabla 4.1. Los elegidos son los que aparecen en la tabla 4.6.

Tabla 4.6. Modelos capaces de aportar un caudal de 33750 m<sup>3</sup>/h.

<b>Modelo HCT</b>	<b>Caudal máximo (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Velocidad (rpm)</b>
80-4T-4	37000	1450
80-4T-5,5	40500	1450
90-4T-4	40000	1450
90-4T-5,5	46500	1450
90-4T-7,5	51000	1450
90-4T-10	54700	1450
90-6T-2	34300	950
90-6T-3	38000	950
90-6T-4	42400	950
100-4T-7,5	54000	1450
100-4T-10	63000	1450
100-4T-15	68000	1460
100-4T-20	72000	1455
100-6T-3	43000	950
100-6T-4	47000	950
100-6T-5,5	53000	950
100-8T-2	33900	720
100-8T-3	35000	720
100-8T-4	38000	720

A partir de estos modelos, se realiza otra selección más rigurosa tomando como criterios el caudal y el salto de presiones que tienen que ser capaces de aportar. Para ello se utilizan las gráficas de las curvas características de cada modelo. Esas curvas representan el máximo de caudal por presión que es capaz de dar el ventilador, por lo que el punto de diseño tiene que estar en la parte inferior izquierda de la curva para que el modelo sea válido. Esto sólo se cumple para los modelos siguientes, cuyas gráficas se exponen en la Figura 4.6:

- HCT 90-4T-7,5
- HCT 90-4T-10
- HCT 100-4T-7,5
- HCT 100-4T-10
- HCT 100-4T-15
- HCT 100-4T-20

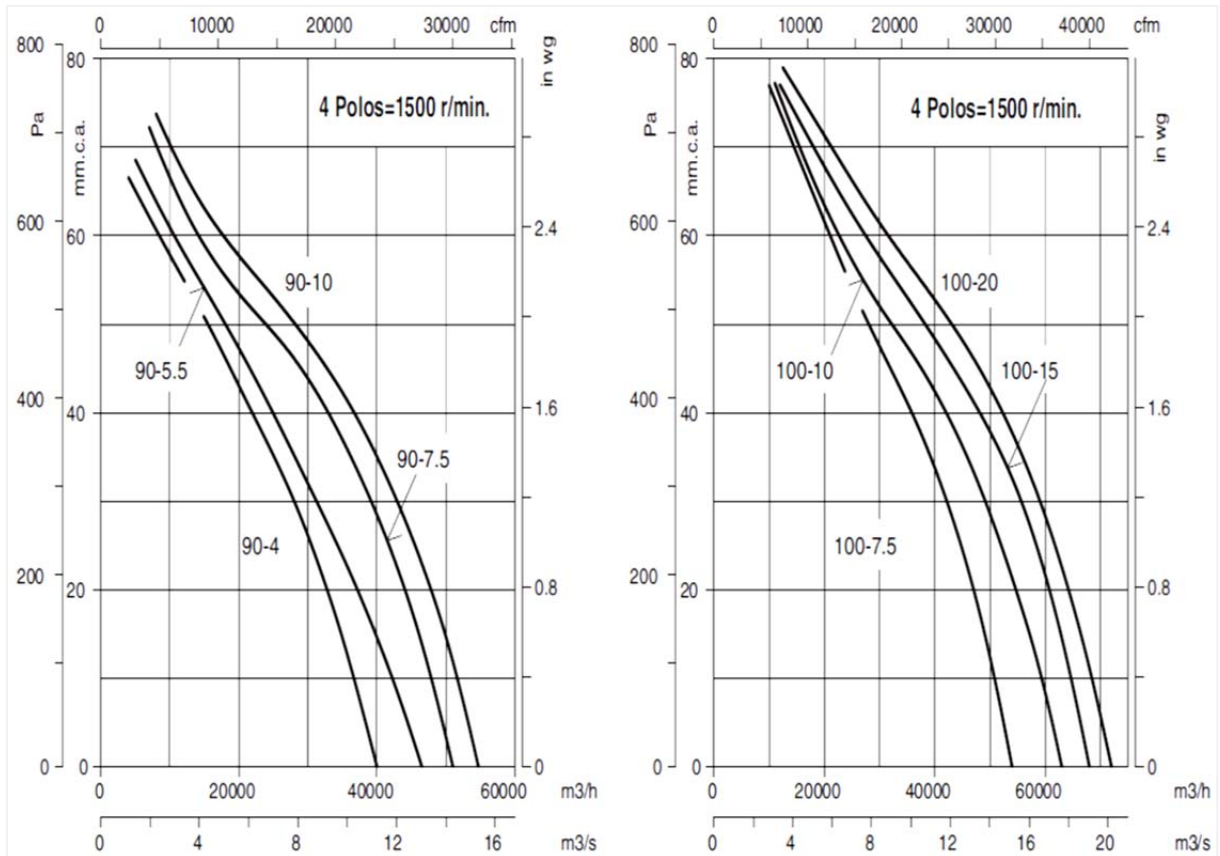
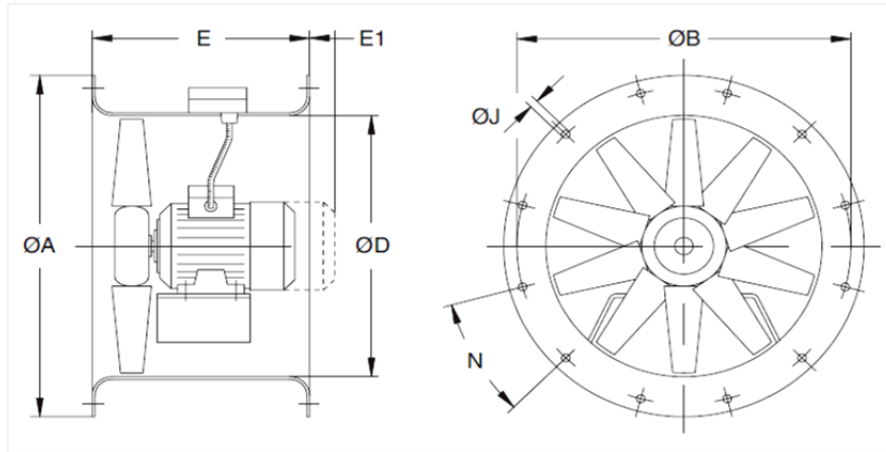


Figura 4.6. Gráficas características de los ventiladores modelo HCT anteriormente citados<sup>28</sup>.

Una vez se sabe que los modelos anteriores son todos válidos, obviamente, la elección final se realiza teniendo en cuenta el precio de cada uno, siendo el más barato el modelo HCT 90-4T-7,5 con un precio de 1.666,3 € la unidad. Los parámetros geométricos del tipo de ventilador seleccionado se exponen en la Figura 4.7 y en la tabla 4.7.

Tabla 4.7. Valores de los parámetros geométricos del modelo HCT 90-4T-7,5<sup>28</sup>.

$\phi A$ (mm)	$\phi B$ (mm)	$\phi D$ (mm)	$\phi J$ (mm)	$E$ (mm)	$N$
1015	970	900	15	500	16 x 22°30'



4.7. Imagen del modelo HCT 90-4T-7,5<sup>28</sup>.

#### 4.2.3.3. Selección final de la configuración de la matriz

En resumen, hay que elegir entre dos configuraciones diferentes, una con 4 ventiladores del modelo HGT 160-6T/6-40 y otra con 16 ventiladores del modelo HCT 90-4T-7,5. Uno de los criterios fundamentales a la hora de decantarse por una de las opciones es el precio, costando la primera 32.614,8 € y la segunda 26.660,8 €, considerando el total de ventiladores.

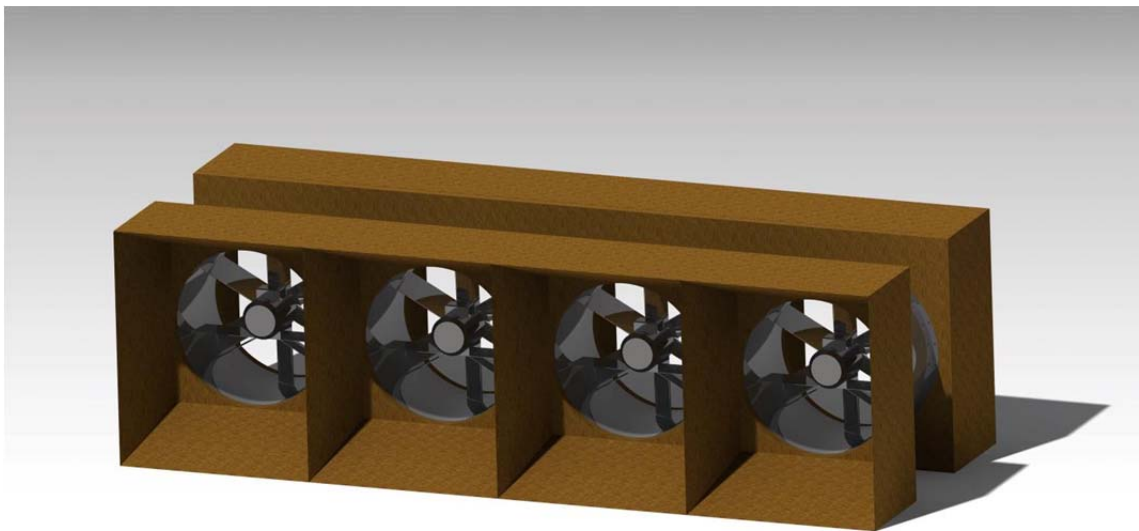
Sin embargo hay que tener en cuenta otros aspectos. Por un lado, los HCT seleccionados tienen un diámetro ligeramente superior (15 mm) al máximo admitido para esa configuración (1 metro), por lo que habría que limar los cantos laterales 8 mm aproximadamente, o pedirlos con esas medidas a la casa Sodeca lo que supondría un coste adicional. Por otro lado, la probabilidad de que se estropee un ventilador aumenta si hay 16 en vez de 4, por lo que se pierde más tiempo en reparaciones teniendo mayor número de ventiladores. Por último, también es más difícil sincronizar correctamente las actuaciones de 16 ventiladores que las actuaciones de sólo 4.

Debido a las razones ya citadas y a que el precio de una u otra opción no es tan dispar, se opta por instalar una configuración de 4 ventiladores del tipo HGT 160-6T/6-28°-40. Datos técnicos más detallados de este modelo de ventilador son expuestos en la tabla 4.8.

Tabla 4.8. Datos técnicos del ventilador modelo HGT 160-6T/6-28<sup>0</sup>-40.

<b>Velocidad (rpm)</b>	<b>Intensidad máxima admisible (A)</b>		<b>Potencia instalada (kW)</b>	<b>Caudal máximo (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Nivel de presión sonora dB(A)</b>	<b>Peso aproximado (kg)</b>
	<b>400 V</b>	<b>690 V</b>				
985	56	32,3	30	158000	89	656

Además de por los ventiladores, la matriz está compuesta por unas superficies que adaptan la sección de 8 metros de anchura y 2,4 metros de altura a las carcasas de los ventiladores. El conjunto de éstos y de las superficies adaptadoras puede verse en la Figura 4.8.



4.8. Modelo en 3D de la matriz de ventiladores.

#### 4.3. Sistema de control y regulación

##### 4.3.1. El motor de inducción

El motor de inducción, como el tipo de motor que mueve los ventiladores seleccionados en el apartado anterior, es un motor con unas características concretas dentro de las máquinas eléctricas. A grandes rasgos, se puede decir que las características generales de estas máquinas son:

- Asincronismo. Esto es, el eje de la máquina no gira con el mismo régimen de velocidad que el campo magnético generado por el estator, y a la diferencia entre ambas se le llama velocidad de deslizamiento.
- Es una máquina simple y robusta (Sanjurjo<sup>29</sup>). Al contrario que las máquinas de corriente continua, no necesitan elementos como alternadores o rectificadores que complementen su conexión a una red eléctrica de corriente alterna. Ello hace que sea el tipo de máquina más empleada en cuanto a motores eléctricos (Moeller y Werr<sup>30</sup>).
- La velocidad de giro depende de la carga. Esto representa un problema de regulación de velocidad en estas máquinas, que es solventado normalmente mediante un elemento auxiliar denominado variador de frecuencia (véase la Figura 4.9).
- La puesta en marcha es un proceso delicado, ya que este caso implica una situación de cortocircuito para la máquina, y por ello valores elevados de intensidad de corriente circulando por los devanados de la máquina (y por consiguiente, por la línea de alimentación de la misma).

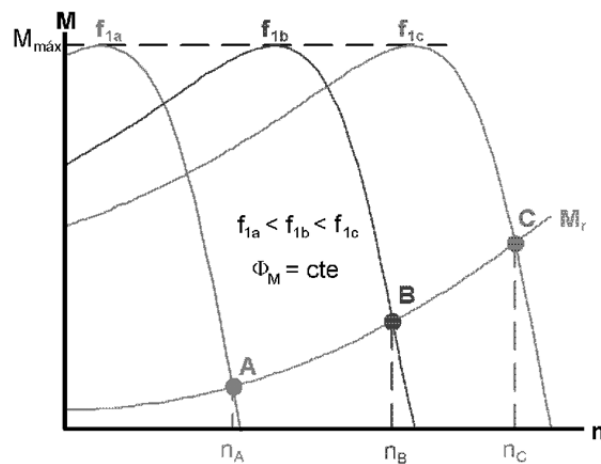


Figura 4.9. Curvas de comportamiento de un motor de inducción (Rodríguez<sup>31</sup>). Curvas de par,  $M$ , en función de la frecuencia de giro,  $n$ , para tres frecuencias distintas de alimentación,  $f_{1a}$ ,  $f_{1b}$  y  $f_{1c}$ . Obsérvese que el punto de funcionamiento se da para valores iguales entre el par  $M$  y el par demandado  $M_r$ .

#### 4.3.2. Conexión eléctrica de los motores

En la Figura 4.10 se incluye un esquema de la instalación de uno de los ventiladores previstos para el túnel proyectado. Una instalación típica (puede haber otras) de un motor de inducción como el que llevan los ventiladores seleccionados consta de:

- Arrancador. Éste es un aparato, que conectado a la entrada de la línea que conduce al motor reduce la intensidad en el momento del arranque. En el caso de los ventiladores de un túnel aerodinámico no suele ser necesario el uso de este sistema.
- Variador de frecuencia, que controla la velocidad a la que el motor gira.
- Interruptor. Abre o cierra el paso de la corriente eléctrica al motor.
- Contactor. Este es un interruptor que abre o cierra el paso de corriente al ventilador. En un principio podrían no incluirse en una instalación de este tipo, ya que en general todos los ventiladores estarán funcionando a la vez. Sin embargo, ensayos especiales como los relativos a puentes con efectos

aeroelásticos, pueden requerir una velocidad de corriente muy pequeña, lo cual se logrará con sólo una parte de los ventiladores funcionando.

- Protecciones, que solventan problemas de picos de intensidad que serían perjudiciales para el motor. Las protecciones se dividen en dos partes:
  - Relé térmico (de bobina bimetálica). Los relés térmicos protegen el motor contra las sobrecargas estableciendo el corte de corriente en función de la corriente de corte y del tiempo que se la deja pasar. Deben poder admitir la sobrecarga temporal del arranque y activarse únicamente si el arranque es demasiado largo. Estos relés se pueden utilizar en corriente alterna y continua, y por lo general:
    - Son tripolares.
    - Están compensados, es decir, son insensibles a las variaciones de la temperatura ambiente.
    - Son de rearme manual o automático.

Véase en la Figura 4.11 las curvas de comportamiento de un relé térmico de la marca Schneider.

- Fusible. Los fusibles llevan a cabo una protección fase por fase (unipolar). Los utilizados para la protección de los motores son del tipo aM, los cuales no están adaptados a la protección contra las sobrecargas (al contrario que los del tipo gG). Por este motivo es necesario añadir un relé térmico de sobrecarga en el circuito de alimentación de los motores.

No obstante, por razones prácticas, el conjunto relé térmico-fusible puede ser sustituido por un interruptor guardamotor mediante automático electrotérmico (por ejemplo, el GVE-ME63 de Schneider). Además, esta instalación simplificaría la operativa del túnel y su mantenimiento a distancia (véase la Figura 4.10 (b)).

Esta instalación tiene la ventaja de que es posible ajustar la intensidad de corriente que dispara el relé térmico, accionando éste el contactor para cortar el paso de la corriente.



En el mercado existen numerosas marcas (CHINT, Schneider, ABB, Siemens, etc.), que proporcionan los equipos apropiados para la conexión de los motores. Para el dimensionamiento de estos equipos (así como de los cables de conexión), se ha de comenzar por un importante aspecto, la intensidad máxima de corriente que va a demandar cada ventilador. Esta intensidad de corriente es posible calcularla mediante la siguiente expresión:

$$I_{max} = \frac{P}{\sqrt{3}Vf_p\eta}, \quad (4.13)$$

en donde  $P$  ( $P = 30 \text{ kW}$ ) es la potencia del ventilador seleccionado (Sodeca HGT-160-6T/6-40),  $V$  es la tensión de alimentación trifásica ( $V = 400 \text{ V}$ ),  $f_p$  es el factor de potencia del motor del ventilador, y  $\eta$  es el rendimiento del motor. No se dispone de información del fabricante (Sodeca) acerca de estos últimos parámetros, sin embargo de un motor similar de seis polos (CEG) se han obtenido los siguientes valores:  $f_p = 0,84$  y  $\eta = 0,90$ . La intensidad máxima puede estimarse en  $I_{max} = 57,3 \text{ A}$ . Este valor es muy importante ya que determina (conjuntamente con la potencia de cada ventilador), la elección de todos los equipos de protección y el tipo de variador a emplear en el diseño del conexionado de los motores.

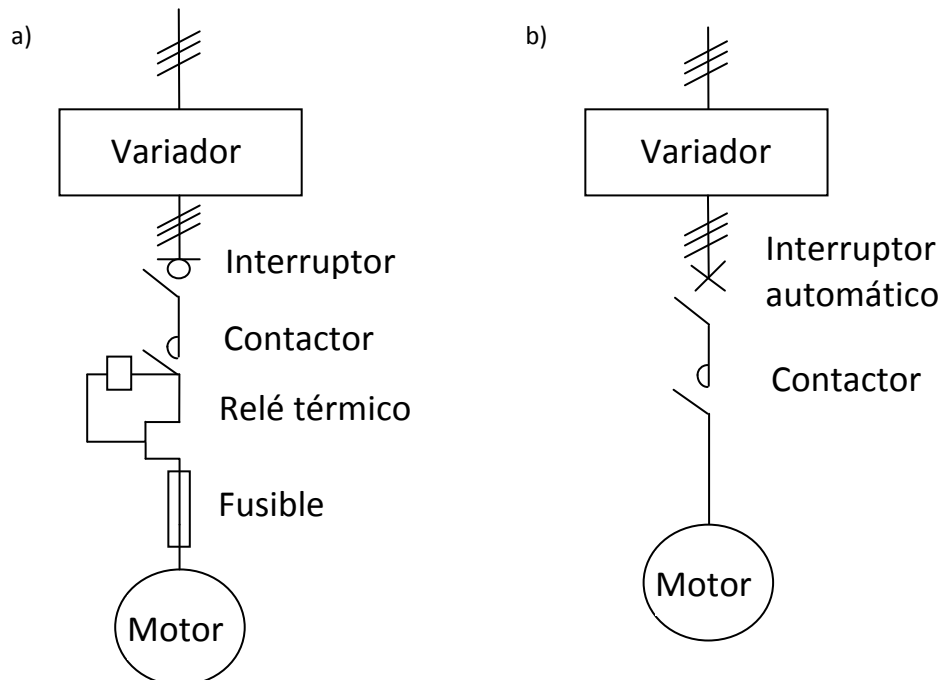


Figura 4.10. Esquema de la instalación de un motor de inducción (a), e instalación alternativa (b).

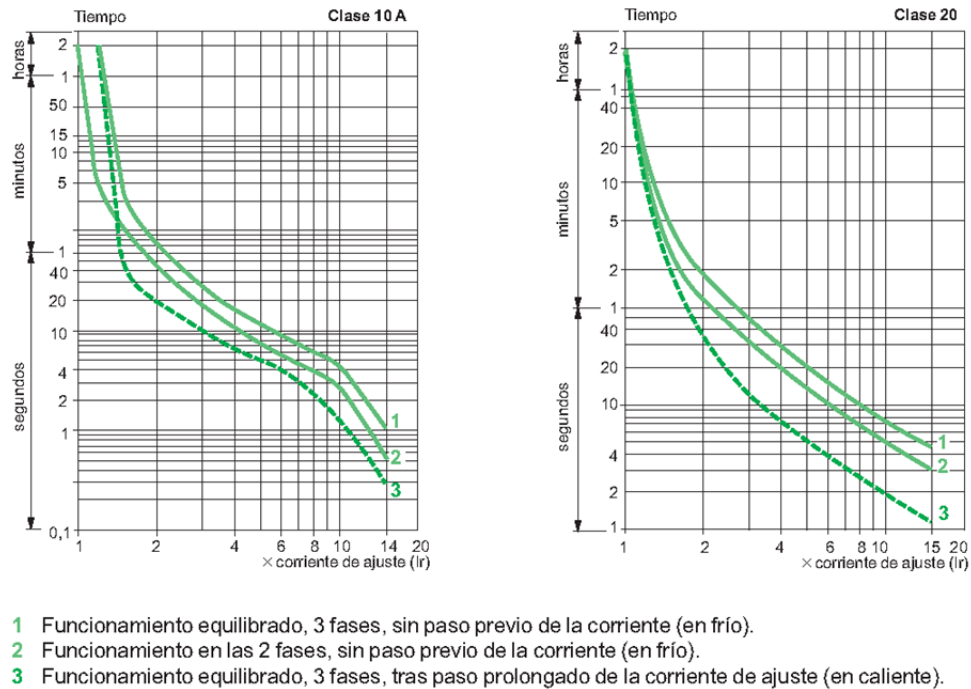


Figura 4.11. Curvas de disparo de relés tipo LRD 3 de Schneider.

Otro aspecto a tener en cuenta es el tipo o clasificación de los contactores. Según la norma IEC 60947-4-1, de aplicación en España bajo la norma UNE-EN 60947-4-1, los contactores adecuados para los motores seleccionados son AC-3. Del catálogo de Schneider, la categoría AC-3:

“Es relativa a los motores de jaula cuyo corte se realiza con el motor lanzado:

- En el cierre, el contactor establece la corriente de arranque, que es de 5 a 7 veces la corriente nominal del motor.
- En la apertura, el contactor corta la corriente nominal absorbida por el motor; en ese punto, la tensión en las bornas de los polos es del orden del 20% de la tensión de la red. El corte es fácil.

Ejemplos de utilización (todos los motores de jaula corrientes): ascensores, escaleras mecánicas, cintas transportadoras, elevadores de cangilones, compresores, bombas, trituradoras, climatizadores, etc.”

Esta clasificación de contactores sirve de guía para la selección, dentro de los distintos catálogos, de los elementos de conexión y protección.

#### 4.3.3. Elección del interruptor, contactor y protecciones de cada uno de los ventiladores

Con la intensidad máxima por ventilador,  $I_{max} = 57,3$  A, junto a la clasificación del tipo de máquina a la que van destinados, AC-3, es posible elegir el tipo de interruptor y contactor en los catálogos de las marcas disponibles en el mercado (véase algunos de ellos en el Anexo 8). La elección del contactor en cierta medida condiciona la elección del fusible y el relé térmico, ya que en los propios catálogos de cada marca se suele recomendar el uso de un fusible y un relé específicos (naturalmente de la misma marca) para cada contactor. En este caso se han seleccionado las siguientes marcas para una selección previa:

- Siemens
- Schneider
- ABB
- Chint

Todas tienen distribución en España. En la tabla 4.9 se incluyen los modelos de interruptor, contactor y relé térmico adecuados para la instalación de los ventiladores seleccionados, en función de las mencionadas marcas.

*Tabla 4.9. Posibles modelos de interruptor, contactor, relé térmico y fusible para la conexión de cada ventilador. Se ha incluido el precio del conjunto en aquellos casos en que ha sido posible encontrar esta información.*

<b>Marca</b>	<b>Interruptor</b>	<b>Contactor</b>	<b>Relé térmico</b>	<b>Fusible</b>	<b>Precio del conjunto</b>
Siemens	HNF362R	3RT10 44 S3	3RU11 46-4HBO	125 gG	960 €
Schneider	GS13P3F-NFC-100A	LC1 D65A	LRD 365	63 aM/100 gG	-
ABB	OTP16-63	A63-30-00	TA75DU63	125 aM/160 gG	-
Chint	NM1-0063H-63	NC1-65	NR2-93	63 aM/100 gG	1.100 €

#### 4.3.4. Elección de los variadores y conexión a la red

En la Figura 4.12 se muestra un esquema de la acometida, desde el suministro de electricidad por parte de la compañía encargada hasta la derivación hacia los distintos subsistemas y equipos de la nave en la que se ha de construir el túnel aerodinámico objeto de este proyecto.

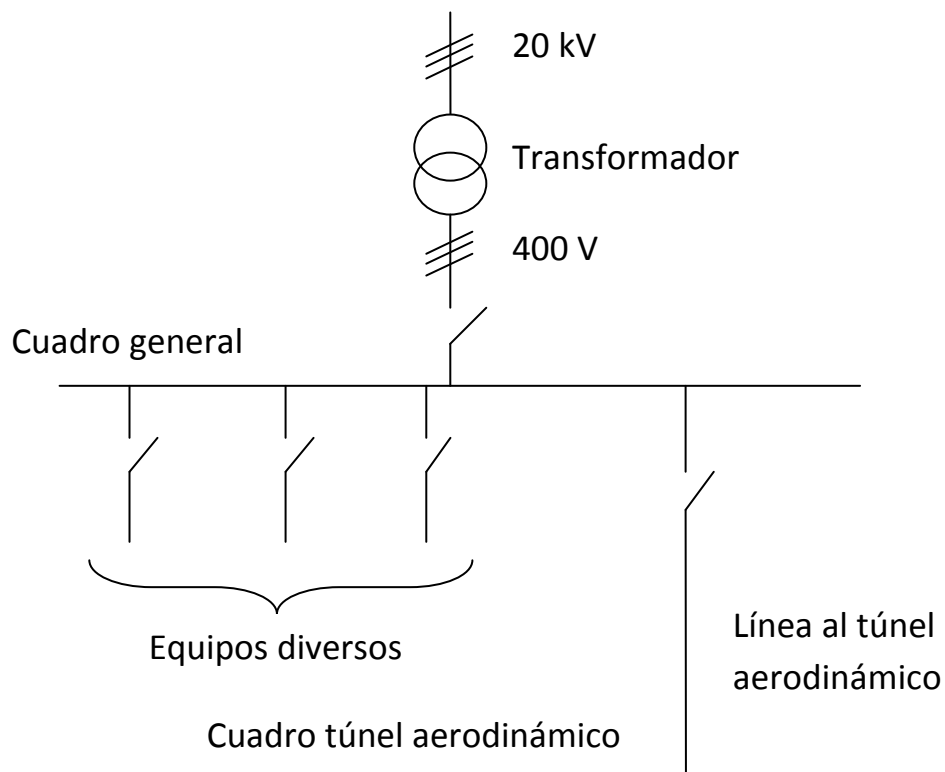


Figura 4.12. Esquema de la conexión eléctrica entre los equipos del túnel aerodinámico y la red eléctrica.

Para la conexión y control de los ventiladores se han estudiado dos posibles configuraciones, consistentes en emplear uno o dos variadores. El empleo de dos variadores se justifica por la necesidad de disponer de una corriente de aire de muy baja velocidad en muchos ensayos destinados a estructuras civiles. Esto es debido a la necesidad de escalar fenómenos aeroelásticos. Así pues podría ser necesario tener la posibilidad de mantener en marcha solamente dos de los cuatro

ventiladores (la presencia de un interruptor por ventilador, véase el apartado anterior, garantiza la operación del túnel incluso con un solo ventilador encendido).

En la Figura 4.13 se muestra esquemáticamente la conexión de los ventiladores empleando dos variadores de corriente. Obsérvese que emplean en las conexiones trifásicas los elementos de protección llamados automáticos y diferenciales. Los interruptores automáticos son elementos de protección contra cortocircuito y sobrecarga, y por su parte los interruptores diferenciales protegen contra corrientes de fuga o residuales.

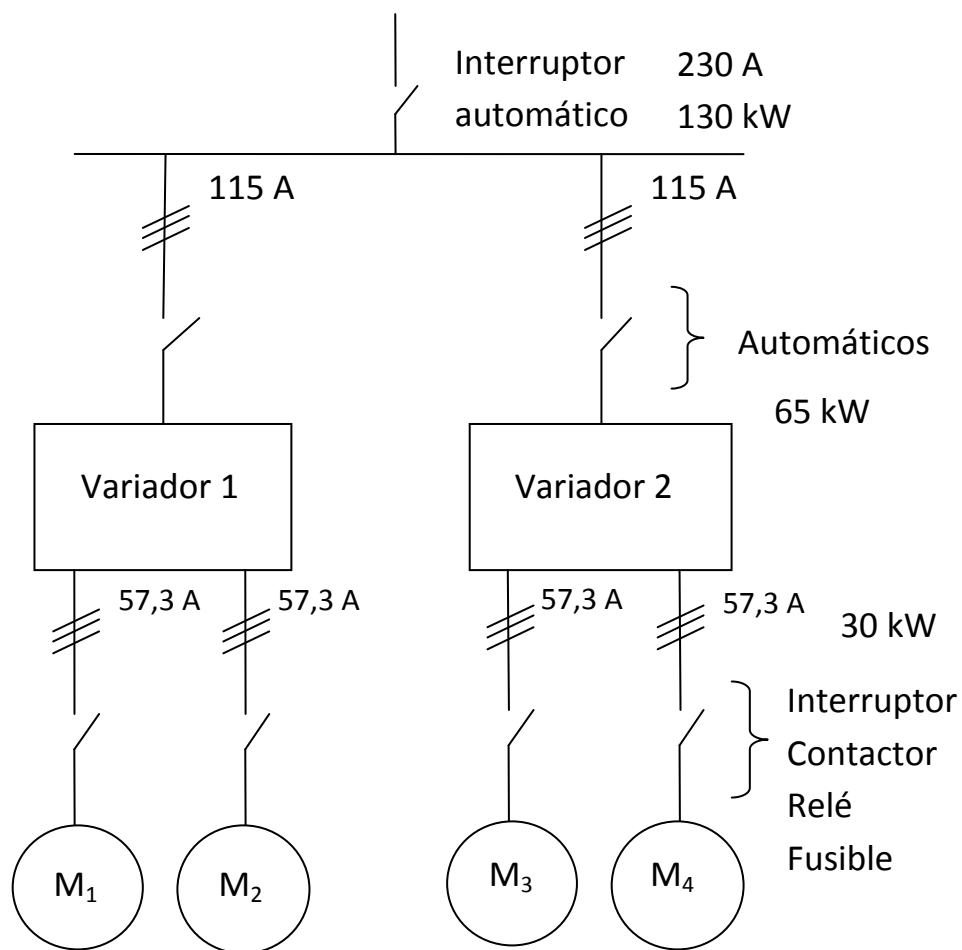


Figura 4.13. Esquema de la conexión eléctrica de los ventiladores con dos variadores.

En la Figura 4.14 se muestra el esquema de la instalación con un solo variador de control de los ventiladores. En las tablas 4.10 y 4.11 se incluyen respectivamente los precios de los variadores en las dos configuraciones mencionadas, para

diferentes marcas comerciales presentes en el mercado español e internacional (en este caso se ha obviado la marca Chint por no tener una suficiente presencia en el mercado español y europeo). Estos variadores deberán ser instalados junto con una bobina de desacoplo previa.

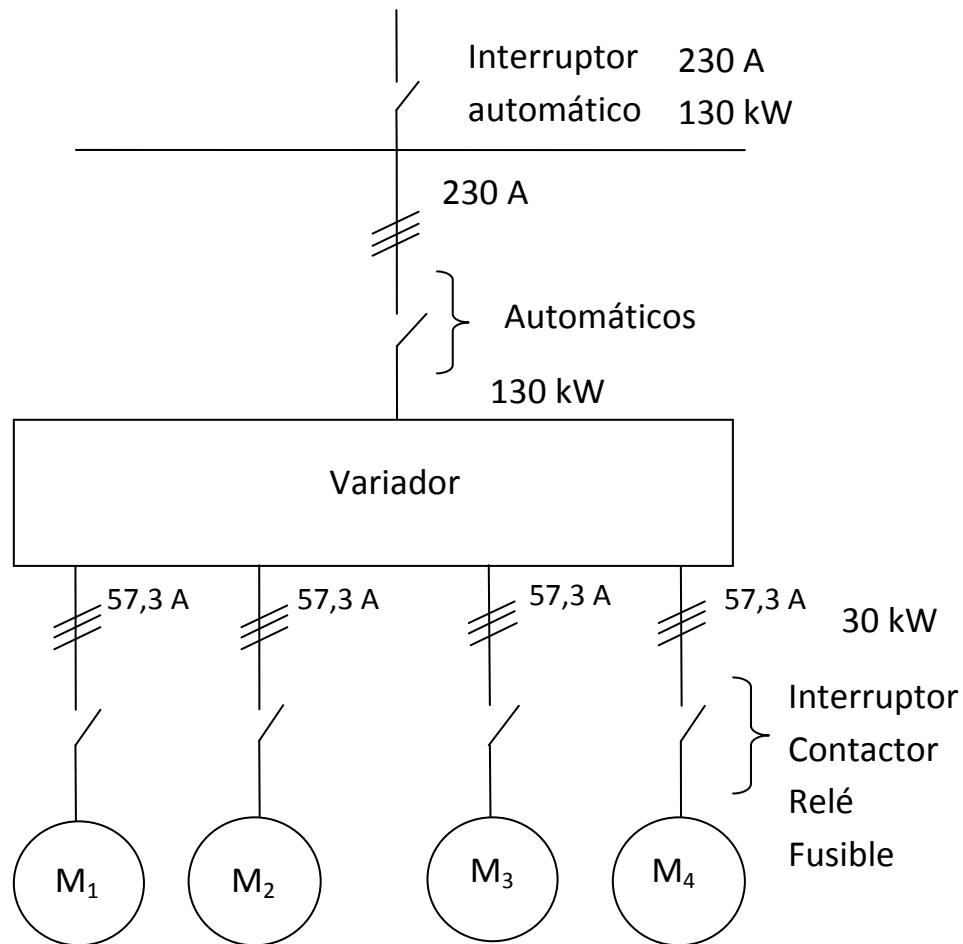


Figura 4.14. Esquema de la conexión eléctrica de los ventiladores con un variador.

Tabla 4.10. Variadores encontrados para la configuración de control con dos variadores (véase la Figura 4.13).

Marca	Variador	Precio de los dos variadores
Siemens	SINAMICS G120	15.030 €
Schneider	ATV61HD75N4	11.200 €
ABB	ACS550-01-157A-4	10.200 €

*Tabla 4.11. Variadores encontrados para la configuración de control con un variador (véase la Figura 4.14).*

<b>Marca</b>	<b>Variador</b>	<b>Precio del variador</b>
Siemens	SINAMICS G120	11.750 €
Schneider	ATV61HC13N4	8.000 €
ABB	ACS550-01-246A-4	10.337 €

Junto a lo ya mencionado se han de tener en cuenta los interruptores presentes en cada una de las líneas trifásicas. El interruptor general de alimentación de la instalación será un IA en caja moldeada ICC 45 kA con bobina de emisión que será actuada mediante la instalación de un relé diferencial selectivo 0-1 amperios medido mediante un toroidal de diámetro según sección de cables (la sección de los cables ha de ser como mínimo el 50% de la sección del toroidal). El interruptor de corte del cuadro será el mismo que el instalado en el cuadro de cabecera.

Con respecto a los cables trifásicos, en la tabla 4.12 se muestran las secciones necesarias para cada una de las intensidades de línea presentes en las instalaciones descritas. En todos los casos los cables serán apantallados RZ0.6/1kV-K.

*Tabla 4.12. Diámetro de los cables trifásicos en función de la intensidad de corriente de línea.*

<b>Intensidad de corriente (A)</b>	<b>Diámetro (mm)</b>
60	16
120	95
230	120

#### *4.3.5. Elección final del sistema de control y regulación*

Tal y como se ha explicado en el apartado anterior, existen dos configuraciones posibles en función del número de variadores a utilizar. Para el control y conexión de los ventiladores se opta por la configuración de un único variador, lo que supone facilidad de instalación y sencillez en el diseño. Además, se opta por la marca Siemens como fabricante del variador debido a la calidad del servicio técnico, un rápido acceso a cualquier información relativa a sus productos y la satisfactoria

experiencia en otros proyectos con dispositivos de la misma casa, lo que compensa un coste superior al de otros fabricantes.

Por lo tanto, para evitar problemas de compatibilidad y tener una gestión de la instalación más sencilla, la misma marca es elegida como suministradora del resto del sistema de control de los ventiladores, a saber interruptor, contactor, relé térmico y fusible. Sin embargo, las protecciones, envolvente y paralaje pueden ser de otro suministrador de primer nivel, como en el caso del interruptor guardamotor GVE-ME63 de Schneider, o los interruptores automáticos INS250-4 del mismo fabricante (véase Anexo 8).



# Fabricación 5



## 5. Fabricación

### 5.1. Materiales

Para la construcción del túnel se elegirán aquellos materiales que, cumpliendo los requisitos estructurales exigidos, resulten fáciles de adquirir, baratos y fáciles de manejar, por lo que no se requerirán métodos de fabricación avanzados.

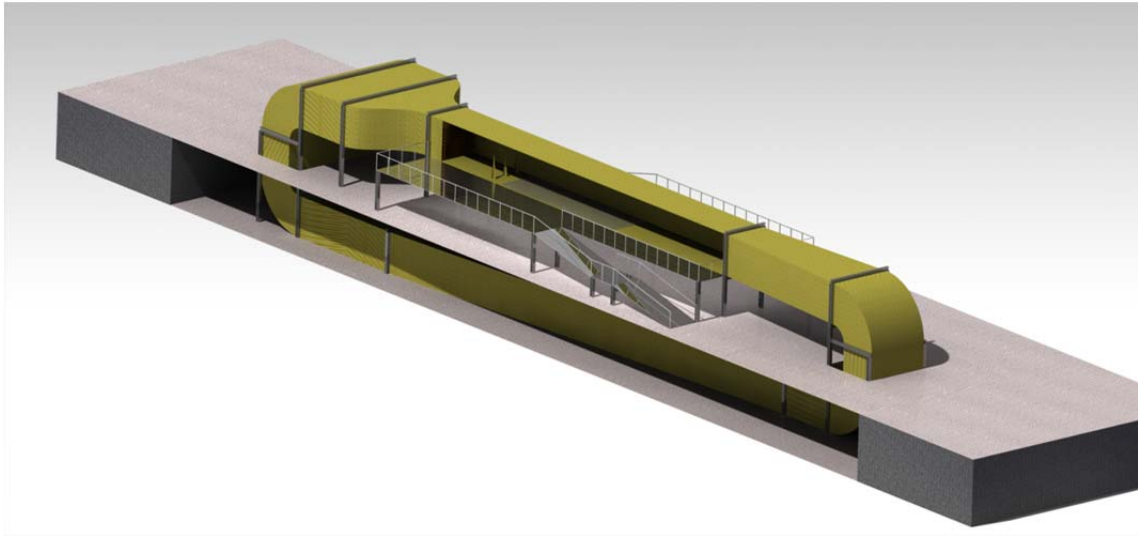
Los materiales que se eligen para la construcción del túnel son:

- Tableros de contrachapado finlandés de 1,22 x 2,44 m<sup>2</sup> y espesores de 20 mm y 10 mm.
- Listones de madera de fibra de densidad media de 2 mm de espesor.
- Vigas de acero de sección UPN 80.
- Vigas de acero de sección HEB 200.
- Cristales blindados de 1,22 x 2,4 m<sup>2</sup> con espesores de 20 mm aproximadamente.
- Secciones aislantes de goma.
- Pintura, barniz y tapaporos.
- Tornillería adecuada para uniones entre tableros de contrachapado, perfiles de acero y uniones al suelo y paredes.

### 5.2. Proceso de fabricación

La configuración del túnel será modular (cámara de ensayos, contracción, codo, etc.) y el túnel se construirá uniendo los distintos módulos entre sí. Cada una de las partes estará separada de las contiguas mediante aislantes de goma que aseguren la estanqueidad y eviten la transmisión de vibraciones. Al tratarse de un túnel de circuito cerrado en sentido vertical, conviene primero instalar el sistema de vigas de la planta inferior, acoplándolas a las paredes y al suelo ya que las dimensiones del túnel se acoplan adecuadamente al espacio disponible en la planta (véase la Figura 5.1). Hay que tener en cuenta que las vigas de los codos son las más críticas a la hora de su fijación al estar presentes en ambos pisos.

En el proceso de fabricación se deberá tener en cuenta que las paredes interiores del túnel deben quedar totalmente lisas y libres de irregularidades. Para ello, se embutirán los tornillos dentro de los tableros de madera, para evitar perturbar el flujo, mientras que las tuercas correspondientes quedarán por la parte exterior del túnel. Por otro lado, el interior del túnel se deberá cubrir con tapaporos y pintura para disminuir la rugosidad y mejorar el sellado.



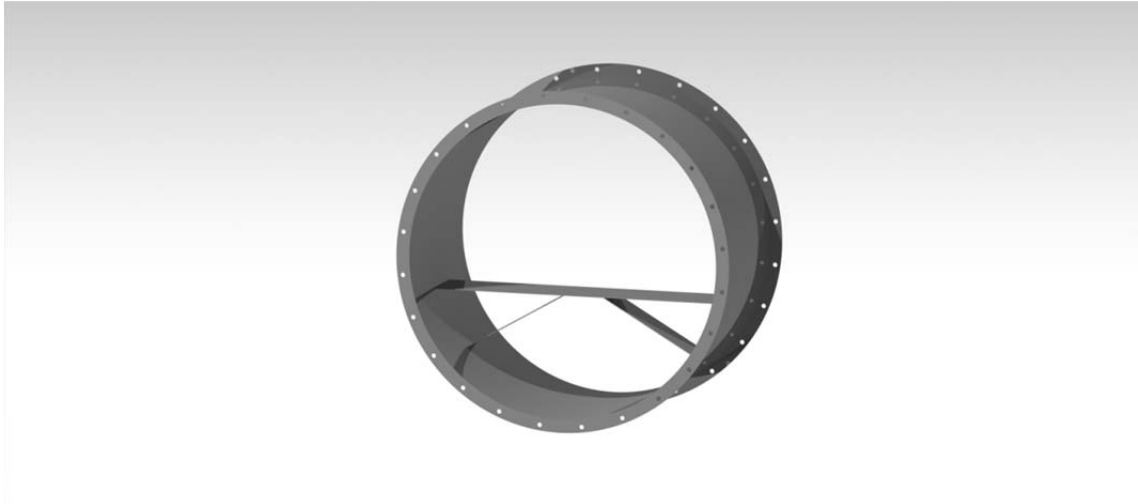
*Figura 5.1. Imagen del túnel aerodinámico propuesto instalado en la nave industrial.*

Además, al tratarse de un túnel de grandes dimensiones, se propone construir una pasarela que sirva para observar el interior de la cámara de ensayos con mayor facilidad, ayudando también a colocar la maqueta en la misma. La altura de esta plataforma es de aproximadamente 2,4 metros sobre la superficie del piso superior.

### *5.3. Sección de ventiladores*

El soporte de la matriz de ventiladores deberá aguantar tanto la solicitación estática, constituida por el peso de los ventiladores, como la solicitación dinámica debida al giro de los mismos. En el diseño se tendrá en cuenta que las frecuencias propias de la estructura del túnel deben estar lo suficientemente alejadas de las frecuencias inducidas por la planta de potencia. Si una vez construido el túnel hay algún componente que vibra, habrá que mejorar la fijación de los puntos de unión para elevar las frecuencias propias.

Debido a los requisitos especiales de fabricación de esta estructura, será el propio fabricante de los ventiladores (Sodeca) quien la diseñará, construirá y montará.



*Figura 5.2. Modelo de la estructura de sujeción de los ventiladores del fabricante Sodeca.*

Para evitar la transmisión de vibraciones al suelo y al resto del túnel, la sección de ventiladores se apoyará sobre una superficie de goma y existirá una separación entre la propia matriz de ventiladores y el túnel.

#### *5.4. Codos y contracción*

Tanto en la construcción de los codos como de la contracción, se utilizarán tableros de contrachapado de 10 mm de espesor, debido a su flexibilidad y resistencia adecuadas para adaptarse al contorno curvo de ambas geometrías.

Para obtener la forma del contorno, las planchas de contrachapado se doblarán con la ayuda de un molde, y para evitar la posterior deformación cuando entre en funcionamiento el túnel, se situarán costillas de madera que irán clavadas o grapadas a las láminas de contrachapado, dotándole de rigidez. Con ello se conseguirá una resistencia adecuada con un menor espesor del material, lo que ahorrará peso y costes.

### 5.5. Difusores

Al tratarse de difusores de gran longitud, conviene que los marcos se coloquen cada 3 ó 4 metros para dotarlo de rigidez. El difusor superior estará a la altura de la cámara de ensayos y de la plataforma de observación de la misma, mientras que el difusor inferior estará en el suelo del piso de abajo.

Se utilizarán para su construcción los tableros de madera citados en la introducción y cortados según convenga en cada difusor, unidos entre ellos mediante otro tablón atornillado a ambos por la cara exterior del conducto.

### 5.6. Cámara de ensayos

La cámara de ensayos se mantendrá elevada sobre el suelo superior mediante las vigas y la plataforma de observación a 2,4 metros de altura.

En la construcción de la misma se utilizarán tableros de contrachapado finlandés en tres laterales de la misma, mientras que en la cara que resta se utilizará cristal blindado. Este último se puede conseguir fácilmente uniendo cristales normales de menor espesor e intercalando láminas de plástico que eviten el desprendimiento de partículas en caso de impacto.

Tal y como se mencionó en el apartado 3, se colocarán tres puertas en la cámara de ensayos:

- Al principio de la cámara, cerca de la salida de la contracción y del panel de abeja, para acceder a los generadores de torbellinos.
- A mitad de la cámara para acceder a los elementos de rugosidad.
- Al final de la cámara, antes del difusor superior, para acceder al modelo.

En el diseño y fabricación de las puertas, se debe asegurar la estanqueidad del túnel cuando entre en funcionamiento. Para ello, se aprovechará la diferencia de presiones existente entre la zona interior y exterior del túnel para realizar un diseño que minimice las pérdidas en las juntas. En el montaje de las puertas se deberá respetar la baja rugosidad y planicidad del interior del túnel.



*Figura 5.3. Modelo de puerta del túnel aerodinámico A9 del Instituto Universitario de Microgravedad “Ignacio Da Riva” de la UPM.*

En la zona de la cámara de ensayos donde se sitúa el modelo, se hará una abertura en el suelo para poder acoplar la plataforma giratoria donde se dispondrá el modelo (“*turn-table*”), cuyo diámetro aproximado será de 2 metros. Además, se debe prever la posibilidad de realizar agujeros a lo largo de todo el conducto para la colocación de otros instrumentos de medición del túnel.

#### *5.7. Conductos de sección constante*

Por conductos de sección constante se engloba a los conductos A, B, C y D, y al conducto del panel de abeja anterior a la cámara de ensayos. Se construyen con los tableros de contrachapado finlandés y se colocarán los marcos al principio y final de cada uno.

La instalación del panel deberá permitir la extracción para su limpieza y revisión de forma sencilla, sin que sea necesario desmontar todo el túnel, y para su construcción se utilizan los listones de madera de 2 mm de espesor.





# Instrumentación 6



## 6. Instrumentación

La instrumentación a emplear en el túnel será de capital importancia a la hora del desarrollo de un proyecto y de realizar una investigación. Lo que se desea conocer en cualquier ensayo son las características del campo fluido en las inmediaciones del modelo, buscándose con esto prever las que habrá en el entorno del objeto real. Para ello se deberán medir una serie de variables que van a dar una idea clara de si se cumplen los requisitos requeridos y si éstos son válidos. Las variables son:

- Presión (tanto estática como la de remanso).
- Velocidad
- Temperatura
- Nivel de turbulencia
- Humedad relativa del aire (su variación provoca el cambio de la constante  $R$  del aire).

Se deberá disponer de los instrumentos adecuados para la medición de las variables anteriormente citadas. Está claro que el tipo de elemento a estudio que se utiliza en el túnel condicionará el empleo de un tipo u otro de instrumentos. También hay que tener en cuenta el posicionamiento dentro del túnel, ya que su uso no deberá nunca modificar drásticamente las características del fluido en el interior de la cámara. Los instrumentos que se suelen emplear son:

- Tubos de Pitot para determinar la presión estática, la total y las velocidades.
- Anemómetros para medir velocidades e intensidades de turbulencia.
- Manómetros para determinar las diferencias de presión.
- Transductores de presión para la conversión de las señales de presión en eléctricas.
- Balanzas aerodinámicas para la medición de cargas sobre el modelo.
- Dispositivos de visualización del flujo. Estará compuesto por cámaras y mecanismos de inyección de humo.

Cada uno de los anteriores instrumentos tendrá su modo de funcionamiento y su procedimiento para la medición de su correspondiente variable física. Para ello es imprescindible una correcta calibración de los aparatos, ya que de nada sirve tener los elementos adecuados si los resultados obtenidos son erróneos o imprecisos.

### 6.1. Medidores de presión

#### 6.1.1. Micromanómetros

Los manómetros tradicionales de agua o de mercurio son los instrumentos más antiguos para medir presiones y se basan en transformar una señal de presión en una determinada altura de un líquido en una columna.

Es un instrumento muy sencillo de construir, pues consiste en un tubo transparente en forma de U que aloja en su interior un líquido. Midiendo la diferencia de alturas entre las dos columnas líquidas se compara la presión con otra de referencia. Si una de las ramas del tubo está conectada al exterior, ésta será la presión atmosférica y la lectura proporcionará la presión manométrica, la cual se obtiene mediante la siguiente expresión.

$$\Delta p = \rho g \Delta h, \quad (6.1)$$

siendo  $\rho$  la densidad del líquido (que también varía con la temperatura),  $g$  la aceleración de la gravedad,  $\Delta h$  la diferencia de alturas entre el líquido en las dos columnas, y  $\Delta p$  la diferencia de presión con respecto a la de referencia.

Antiguamente se disponía de series de manómetros para tomar medidas de presión en diversos puntos. La lectura de datos se realizaba directamente o mediante fotografías con el túnel en marcha. Este procedimiento requería un considerable gasto de tiempo para la puesta a punto, y con la llegada de los transductores este sistema ha entrado en desuso.

Para hacer la lectura más cómoda se suelen utilizar micromanómetros de depósito, en los que una rama tiene un área mucho mayor que la otra, y la diferencia de presiones se mide leyendo la altura del líquido en la rama de menor

sección. Para utilizar este tipo de manómetros hay que conocer de antemano el signo de la diferencia de presiones a medir, pues la rama de menor sección ha de ser la de baja presión.

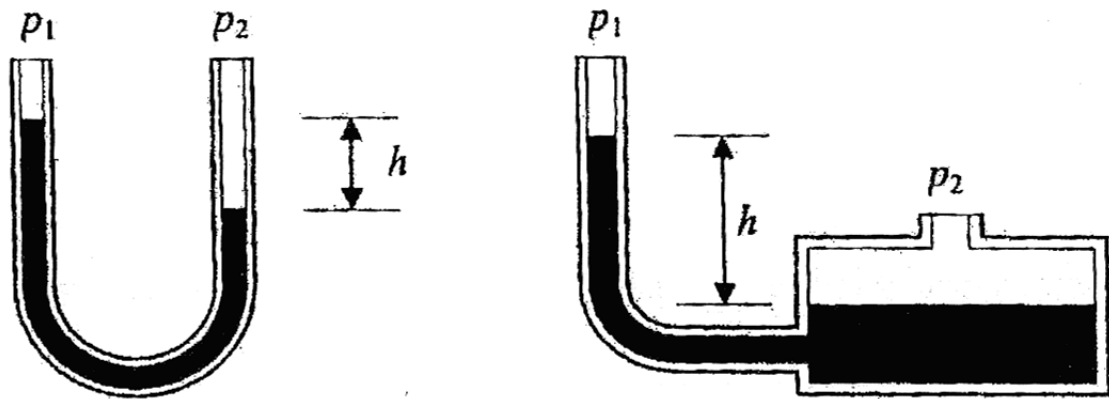


Figura 6.1. Esquemas de un micromanómetro y de un manómetro de depósito.

#### 6.1.2. Transductores de presión eléctricos

Un transductor es un dispositivo que al recibir una señal de entrada de un sistema, proporciona una señal de salida. Generalmente, los transductores convencionales de presión o cargas funcionan gracias a algún elemento elástico que se deforma debido a la señal de entrada del sistema de presiones, proporcionando una señal de desplazamiento al sistema mecánico de medida.

Muchos instrumentos llevan una segunda unidad que transforma el desplazamiento en una señal eléctrica, lo que facilita la automatización del proceso de medida, y se conocen como transductores eléctricos. Éstos se pueden clasificar en:

- Activos: es aquel que genera directamente una señal eléctrica en función del desplazamiento del sistema mecánico (piezoeléctricos).
- Pasivos: es aquel que requiere una entrada eléctrica auxiliar que es modulada en función del desplazamiento del sistema elástico (células extensiométricas).

Del grupo de los transductores eléctricos activos, los más utilizados son los de efecto piezoeléctrico, los cuales basan su funcionamiento en el efecto descubierto por los Curie a finales del siglo XIX. Ese efecto se basa en que determinados cristales, que no tienen un centro de simetría, generan una diferencia de potencial en su superficie proporcional a la presión que se ejerce sobre ellos cuando son comprimidos según ciertas direcciones. El cuarzo es el material piezoeléctrico más conocido.

Los transductores activos son aparatos caros y necesitan compensación por temperatura, resultando difíciles de calibrar, y se suelen utilizar para medir fluctuaciones de presión.

En cuanto a los pasivos, pueden medir tanto presiones medias como fluctuaciones. Su salida son señales eléctricas que pueden ser grabadas y analizadas por un equipo electrónico. Se disponen varios grupos de tomas estáticas de presión, conectadas a una misma válvula que recoge la señal de cada toma alternativamente, y la lleva a un mismo transductor. Esto permite una disminución considerable del volumen de dispositivos necesarios para la medida de presión en muchos puntos, lo que representa una gran ventaja sobre los manómetros.

El elemento sensible de un transductor pasivo es una pequeña membrana elástica cuya deflexión, debida a la diferencia de presiones entre el interior y el exterior del instrumento, hace variar algún parámetro de un circuito eléctrico obteniéndose un voltaje proporcional a la presión aplicada. La relación entre la presión aplicada sobre una membrana circular y el desplazamiento de su centro es la siguiente expresión.

$$\frac{\Delta h}{R} = \frac{3}{16}(1 - \nu^2) \frac{p}{E} \left(\frac{R}{t}\right)^3, \quad (6.2)$$

siendo  $p$  la presión aplicada,  $\Delta h$  el desplazamiento normal a la membrana,  $t$  el espesor de la misma, y  $R$  su radio.

En función de los elementos eléctricos utilizados para obtener la señal de salida, los transductores eléctricos pasivos se pueden dividir en tres grupos:

- Capacitivos: en ellos la deformación de la membrana provoca la variación de la capacitancia de un condensador.
- Inductivos: pueden ser de reluctancia variable (el desplazamiento de la membrana conduce al movimiento de un núcleo ferromagnético y a la modificación de la reluctancia de un circuito) o de tipo LVDT (transformador diferencial variable lineal, con tres arrollamientos y un núcleo magnético que se mueve con la membrana).
- De extensímetro: colocando a la membrana uno o varios extensímetros se deduce la deformación de la membrana en función del cambio en la resistencia de los mismos. Puesto que las variaciones de resistencia eléctrica del extensímetro son muy pequeñas, para poder medir estos cambios con precisión, lo habitual es que el extensímetro esté integrado en un puente de Wheatstone.

#### 6.1.3. Pinturas sensibles a la presión (PSP)<sup>3</sup>

Últimamente se está empleando un nuevo método, para medir distribuciones de presión, realmente novedoso que se basa en el uso de pinturas sensibles a la presión (PSP, “*Pressure Sensitive Paints*”).

Las moléculas de ciertos compuestos químicos, al ser expuestas a radiación de una determinada longitud de onda, absorben fotones alcanzando un estado mayor de energía. En estas moléculas la vuelta al estado primitivo puede ocurrir a través de dos caminos, emitiendo fotones de longitud de onda menor que la de la radiación que produjo el salto energético, o bien interaccionando con las moléculas de oxígeno, en cuyo caso no hay emisión de fotones. La probabilidad de que ocurra la segunda vía depende de la densidad de moléculas de oxígeno, y como la densidad es función de la presión, el equilibrio entre una u otra vía se desplaza hacia un camino o hacia el otro según sea la presión. La radiación emitida (luminiscencia) es por tanto una función de la presión parcial de oxígeno y ésta lo es a su vez de la presión del aire en contacto con el material luminiscente.

Este método se emplea ampliamente en ensayos aerodinámicos en régimen transónico, si bien existen ya productos fotoluminiscentes adecuados para ensayos a bajas velocidades, hasta 25 m/s.

## 6.2. Medidores de velocidad

Respecto a los transductores de velocidad, el más conocido es el tubo de Pitot, que se basa en el principio de conversión de energía cinética en presión en un punto de remanso. Este instrumento se muestra inexacto a muy bajas velocidades (menos de 5 m/s) y no es adecuado para la medida de turbulencia. Para solventar estos inconvenientes se han desarrollado métodos de mayor sensibilidad, como son la anemometría de hilo caliente y la de Láser-Doppler.

### 6.2.1. Tubo de Pitot

La ecuación de Bernouilli, expresión (3.22), establece la relación entre la presión estática y dinámica, y establece la constancia de la presión total a lo largo de una línea de corriente. La relación es válida a lo largo de una línea de corriente en aquellas situaciones en las que el flujo de aire pueda ser considerado como potencial, incompresible y estacionario, lo que ocurre en la mayoría de los casos de interés práctico que se presenta en Aerodinámica Civil.

La constante de la ecuación es igual a la presión estática en un punto de remanso. Si las condiciones aguas arriba son uniformes (como en caso de un túnel que toma el aire de la atmósfera en reposo) dicha constante es la misma para todas las líneas de corriente e igual a la presión atmosférica.

Un tubo de Pitot está formado por dos cilindros concéntricos y para las medidas se coloca un eje común orientado a la corriente. De esta manera, el tubo interior tiene su extremo interior abierto orientado a la corriente mientras que el tubo exterior está provisto de taladros laterales dispuestos en una sección suficientemente alejada de la punta (del orden de 8 a 10 diámetros del tubo), taladros que durante la medida quedan orientados perpendicularmente a la corriente incidente.



La presión en el tubo interior es la de remanso, dado que no hay movimiento en el mismo y en su extremo hay un punto de remanso, mientras que en los orificios del tubo exterior se medirá la presión estática. La diferencia que se obtiene es la presión dinámica y por tanto se puede calcular la velocidad.

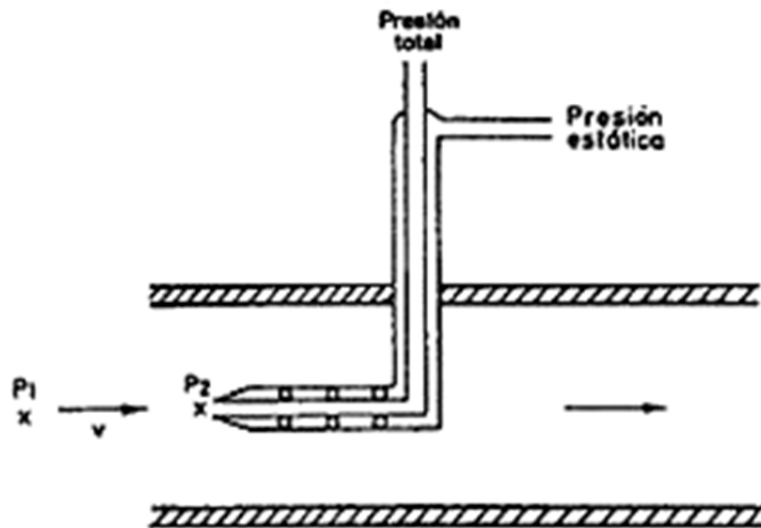


Figura 6.2. Esquema de un tubo de Pitot.

#### 6.2.2. Anemometría de hilo caliente

Este instrumento está basado en el hecho de que un conductor eléctrico, calentado por la corriente eléctrica que lo recorre, es enfriado por una corriente fluida al mismo tiempo. El elemento conductor suele ser un pequeño filamento de Tungsteno o Platino, de una longitud del orden del milímetro y su diámetro de unas pocas micras (véase la Figura 6.3).

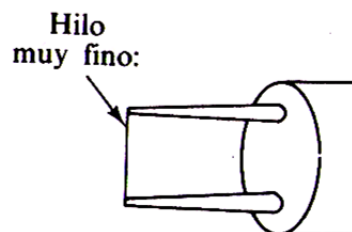


Figura 6.3. Esquema de un anemómetro de hilo caliente.

Existen dos modos de funcionamiento: en el primero de ellos el conductor se alimenta con una intensidad constante y se mide la variación en la resistencia debida a la disminución de temperatura, y en el segundo caso se pretende mantener una temperatura constante en el conductor y se mide la tensión que es necesaria aplicar para lograrlo.

El calor disipado por el hilo viene dado por el efecto Joule, expresión (6.3). El hilo, de diámetro muy pequeño, está integrado en un puente de Wheatstone para medir de forma precisa los cambios que se produzcan en la resistencia. Así se puede controlar correctamente el uso de los métodos anteriormente descritos.

$$Q = R_h I^2, \quad (6.3)$$

siendo  $R_h$  la resistencia eléctrica del hilo e  $I$  la intensidad de corriente eléctrica. El intercambio de calor entre el hilo y el fluido viene dado por la ley de King, cuya expresión se expone a continuación.

$$\frac{R_h I^2}{R_h - R_h T_\infty} = A + B \sqrt{U_\infty}, \quad (6.4)$$

siendo  $U_\infty$  y  $T_\infty$  la velocidad y la temperatura del fluido sin perturbar, y  $A$  y  $B$  dos constantes que dependen de las características físicas y geométricas del conducto.

Estos anemómetros se suelen utilizar para medidas de baja velocidad, por ser de menor coste y más simples de instalar que los anemómetros Láser-Doppler, aunque son muy frágiles y pueden romperse por el impacto de alguna partícula pesada suspendida en el aire. No obstante, permiten medir a frecuencias muy altas de muestreo (por encima de  $10^5$  Hz).

### 6.2.3. Anemometría Láser-Doppler

Esta técnica está basada en el efecto Doppler y ofrece una medición no intrusiva mediante el uso de un rayo de luz láser. Al incidir un rayo de luz sobre partículas en movimiento, es reflejado con una frecuencia diferente. La luz dispersada por el fluido se recoge en un fotodetector, se procesa y se obtiene el desplazamiento en frecuencia, que es inversamente proporcional a la velocidad instantánea del fluido.

Esta variación de frecuencia entre los dos rayos depende de varios factores: la longitud de onda, la dirección del rayo incidente, la dirección del rayo reflejado y la velocidad de las partículas.

Se trabaja con dos rayos láseres paralelos, a partir de la partición de un rayo mediante un bisector óptico, que se enfocan a un mismo punto provocando una franja de interferencias. La luz reflejada se recoge en un fotodetector, cuya salida es una señal eléctrica que puede ser procesada. Los dos equipos utilizados (transmisor y receptor) pueden situarse a uno o ambos lados de la cámara de ensayos y pueden necesitar ser aislados de las vibraciones.

Una de las posibilidades de operación que ofrece esta técnica es el cálculo de la velocidad media, que junto con la velocidad instantánea medida (expresión (6.5)) puede usarse para obtener la velocidad turbulenta. También se utiliza para medir la pérdida de cantidad de movimiento en las estelas (pudiéndose obtener la resistencia), la circulación (para calcular la sustentación) y para dibujar mapas del campo fluido.

$$f_d = \frac{2u_x \sin \beta}{\lambda}, \quad (6.5)$$

siendo  $\lambda$  la longitud de onda del láser,  $u_x$  la componente de la velocidad según la componente x, y  $\beta$  el ángulo entre un rayo y el bisector óptico del rayo principal.

Sin embargo, este instrumento es bastante caro y complicado de usar, por lo que su presencia en túneles aerodinámicos no es muy común.

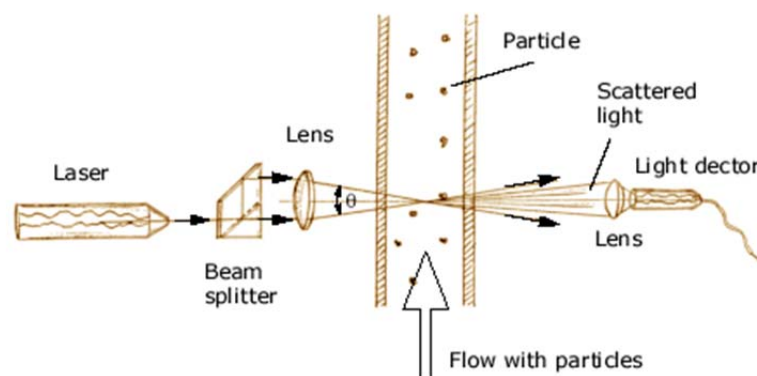


Figura 6.4. Esquema de funcionamiento de un anemómetro Láser-Doppler.

#### 6.2.4. Método de imágenes de partículas

También denominado como PIV (“*Particle Image Velocimetry*”), su funcionamiento es sencillo y consiste en sembrar el flujo con trazadores. Lo que se busca es registrar secuencias de imágenes de los mismos, de modo que si se conoce el tiempo entre las imágenes y la distancia recorrida por las partículas, puede conocerse el campo de velocidades en el plano de la imagen. En principio parece un método sencillo, pero su ejecución práctica resulta difícil ya que precisa de instrumentación cara y sofisticada, y un complejo y laborioso trabajo de postproceso de imágenes.

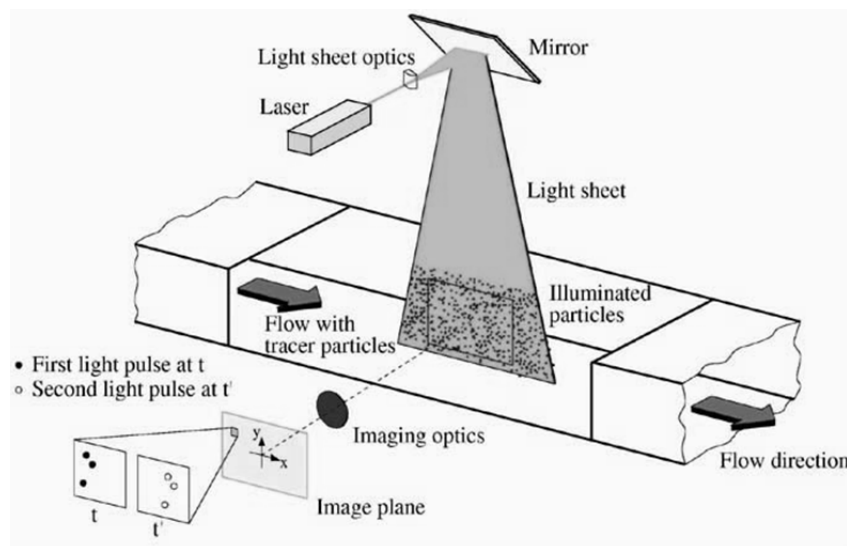


Figura 6.5. Esquema de un velocímetro de imágenes de partículas.

#### 6.3. Medidores de temperatura

Conocer la temperatura en la cámara de ensayos es necesario para determinar la velocidad verdadera en dicha sección a través de la ecuación de Bernoulli, ya que se necesita calcular la densidad del fluido a partir de la ecuación de los gases.

Como en un flujo incompresible la temperatura a través de la capa límite es prácticamente constante, el método más sencillo para su medición es montando

una sonda termométrica en la pared del túnel, preferiblemente en la sección de ensayos y en una zona donde el riesgo a ser dañada sea mínimo.

Es muy habitual que la salida de la sonda sea una señal eléctrica, para que pueda ser incorporada al sistema global de adquisición de datos. Se describen a continuación dos tipos de instrumentos de medida de la temperatura:

- Termopares: basados en el efecto Seebeck por el cual en un circuito formado por dos hilos de diferentes metales aparece una corriente eléctrica al aplicarse una diferencia de temperaturas entre los extremos.
- Termorresistencias: basadas en que la resistividad de un conductor es función de la temperatura.

#### 6.4. *Medidores de fuerzas y momentos*

Para conocer las fuerzas y momentos globales que actúan sobre el modelo se podría aprovechar la distribución de presiones conocida sobre el mismo e integrarla. Sin embargo, es mucho más sencillo y exacto el uso de balanzas, que permiten separar las tres componentes de las fuerzas y de los momentos.

La elección de la balanza representa un compromiso entre la máxima capacidad de carga requerida y la precisión deseada para las cargas más pequeñas. Existen balanzas de dos tipos:

- Balanzas externas: en las cuales las cargas se miden mediante un mecanismo exterior al modelo, que se encarga de transmitir las fuera del túnel antes de ser medidas. A su vez, existen cuatro clases de balanzas externas de uso genérico, según el dispositivo que traslada las cargas: de hilo, de plataforma (Figura 6.7), de yugo (Figura 6.8) y piramidal (Figura 6.9).
- Balanzas internas: instaladas dentro del modelo y que funcionan a base de extensímetros, como la que se muestra en la Figura 6.6. Transmiten el valor de las cargas al exterior mediante señales eléctricas. Se usan,

fundamentalmente, para las medidas de cargas sobre partes específicas de los modelos.



*Figura 6.6. Balanza extensiométrica (ATI) del Instituto Universitario de Microgravedad “Ignacio Da Riva”.*

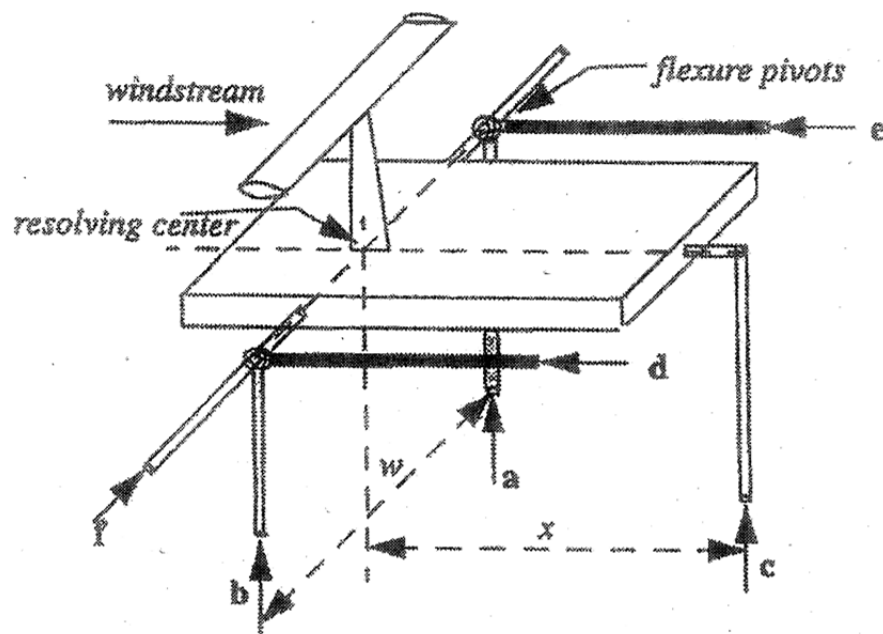


Figura 6.7. Esquema de una balanza de plataforma.

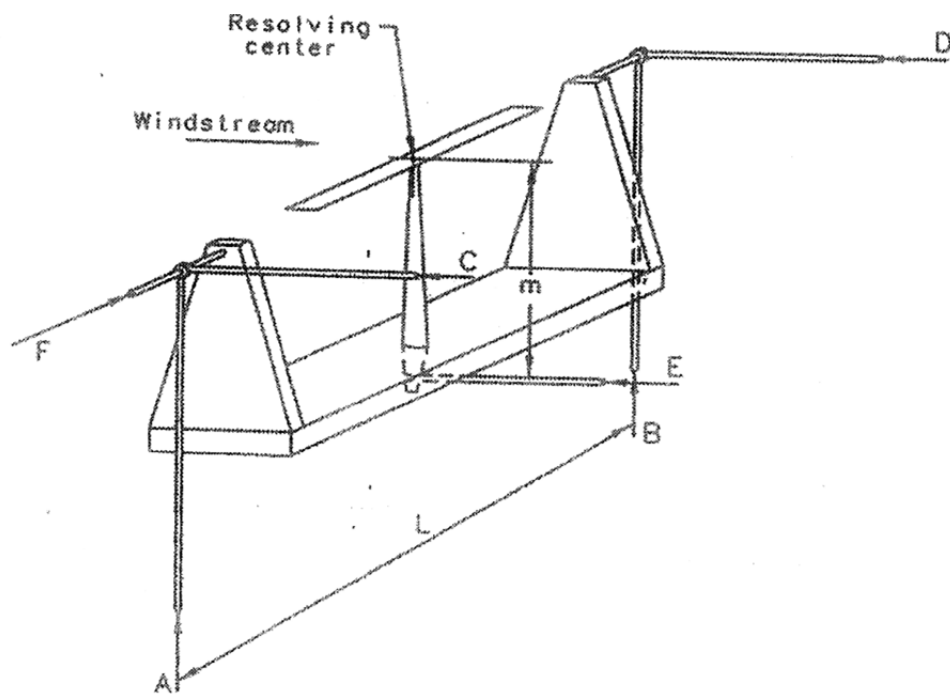


Figura 6.8. Esquema de una balanza de yugo.

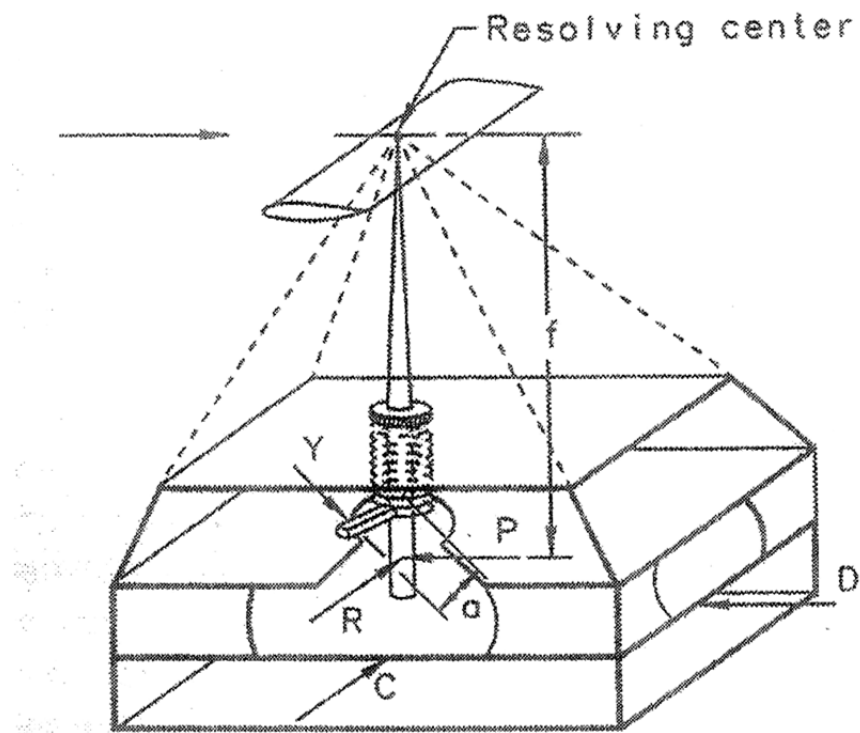


Figura 6.9. Esquema de una balanza piramidal.

### 6.5. Dispositivos de visualización de flujo

La visualización del flujo en un ensayo es una herramienta muy útil para conseguir una perspectiva global del problema que se está estudiando y para comprender ciertos fenómenos aerodinámicos que se producen. Generalmente, interesan dos casos:

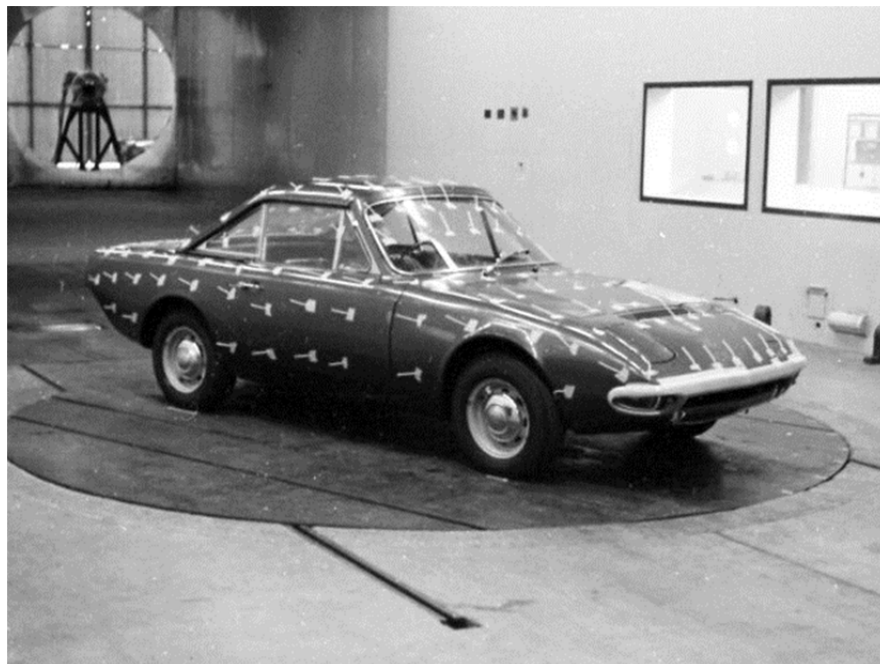
- Visualización del campo fluido:
  - Redes de penachos de lana: situados tras el modelo, se busca conocer el comportamiento de la corriente en las secciones influenciadas por la estela.
  - Burbujas de jabón rellenas de He: insertadas aguas arriba del modelo, permiten ver las líneas de corriente. Fotografiadas con haces de luz de gran intensidad no son recomendadas para altas velocidades.
  - Humo: para localizar puntos de remanso, tamaños de burbujas de recirculación y zonas de desprendimiento. La generación del mismo es variada, presentando diversos problemas como la corrosión en el caso de emplear métodos químicos. A día de hoy se utiliza polietilenglicol como combustible y se introduce en el túnel con un bastón, o bien se evapora keroseno y se inyecta el humo mediante un compresor auxiliar (Figura 6.10).



Figura 6.10. Ejemplo de ensayo con una visualización con humo.



- Visualización del flujo superficial:
  - Penachos: de lana u otros materiales ligeros y flexibles que se alinean con la corriente si ésta está adherida, o se mueven caóticamente revelando una zona de corriente desprendida (Figura 6.11).
  - Fluidos viscosos: como el aceite, que distribuido sobre la superficie permite observar el comportamiento del flujo sobre la misma al ser arrastrado por la corriente.
  - Puntos de tinta: repartidos por la superficie.
  - Arcilla china: consiste en una suspensión de caolín en queroseno extendida sobre la superficie del modelo mediante una brocha.
  - Cristales líquidos: cambian sus propiedades de reflexión al verse sometidos a esfuerzos de cortadura.
  - Termografía infrarroja: se basa en que una superficie a distinta temperatura que la corriente presenta una mayor transferencia de calor en una región con capa límite turbulenta que en otra con capa límite laminar.
  - Fotografía fluorescente ultravioleta.



*Figura 6.11. Ejemplo de ensayo con visualización mediante penachos de lana.*

### 6.6. Instrumentación elegida

Dada la finalidad del túnel objeto de este proyecto, simulación de capa límite terrestre para el estudio de su efecto sobre estructuras de ingeniería civil, se han elegido los siguientes instrumentos:

- 2 tubos de Pitot.
- Sistema de medida de presión (Scanivalves).
- 3 balanzas de 6 componentes.
- Inyectores de humo.
- Sistema de velocimetría por hilo caliente de 3 componentes con sistema de posicionamiento automático (3 ejes también).
- Sistema acondicionador de señal y adquisición de datos.
- Sistema para obtener las condiciones ambientales, compuesto por un barómetro, un termómetro y un sensor de humedad ambiental.

Estos son los instrumentos básicos que puede tener el túnel aerodinámico, además de un ordenador para poder procesar y visualizar los resultados obtenidos.

# Análisis de costes **7**



## 7. Análisis de costes

Los costes de fabricación de este túnel se pueden desglosar en los siguientes gastos:

- Revestimientos de madera del túnel
- Estructura del túnel
- Instrumentación
- Planta de potencia
- Personal y mano de obra (horas de trabajo)
- Gastos generales

### 7.1. Revestimiento

Para el revestimiento del túnel se ha utilizado contrachapado finlandés de 20 mm y 10 mm de espesor, y para el panel se ha usado madera de densidad media de 2 mm de espesor. La madera se obtiene de la empresa R. Agulló S.A., la cual suministra tableros de 2,44 x 1,22 m<sup>2</sup>. Dependiendo del espesor, el precio de los tableros es el siguiente:

- Tablero de 20 mm de espesor: 114,31 €, lo que supone un precio por metro cuadrado de 38,4 €/m<sup>2</sup>.
- Tablero de 10 mm de espesor: 70,22 €, lo que significa 23,59 €/m<sup>2</sup>.
- Tablero de 2 mm de espesor: 8,5 €, lo que implica un precio de 2,56 €/m<sup>2</sup>.

En la tabla 7.1 se muestra el desglose de los costes relativos al revestimiento de las diferentes partes del túnel aerodinámico objeto de este proyecto. Los resultados no son del todo correctos ya que, al calcular el coste con el precio del metro cuadrado de la madera correspondiente, se ha considerado que toda la madera de los tableros adquiridos es utilizable, y sin embargo algunas partes serán desechadas debido a los cortes pertinentes.

*Tabla 7.1. Desglose del coste del revestimiento de las diferentes partes del túnel aerodinámico y coste total del mismo.*

<b>Parte del túnel</b>	<b>Superficie de revestimiento (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Precio del m<sup>2</sup> (€/m<sup>2</sup>)</b>	<b>Coste (€)</b>
Cámara de ensayos	188	38,40	7.219,20
Contracción	64,834	23,59	1.529,43
Difusor superior	112,8	38,40	4.331,52
Difusor inferior	534,408	38,40	20.521,27
Conducto ventiladores	166,4	38,40	6.389,76
Conducto A	76,16	38,40	2.924,54
Conducto B	50,32	38,40	1.932,29
Conducto C	25,16	38,40	966,14
Conducto D	41,92	38,40	1.609,73
Codo 1	103,802	23,59	2.448,69
Codo 2	180,252	23,59	4.252,14
Conducto panel	11,76	38,40	451,58
Adap. ventiladores	90,322	23,59	2.130,70
Panel	128,519	2,56	329,01
<b>Coste total (€)</b>			<b>57.036,01</b>

El precio del cristal en la cámara de ensayos, pedido en tramos de 1,22 x 2,44 m<sup>2</sup>, es de 800 € aproximadamente, por lo que el precio total del cristal asciende a 16.000 €. Resumiendo, el revestimiento del túnel aerodinámico objeto de este proyecto tiene un coste que ronda los 73.000 €.

## 7.2. Estructura

Para estimar el coste del refuerzo estructural del túnel aerodinámico se han considerado las vigas HEB 200 utilizadas para soportar la estructura y las vigas UPN 80 con las que se construirán los marcos que fijan los paneles. El material con el que ambas se fabrican es el acero S 275 JR y están normalizadas según la norma UNE EN-10025. El coste de este acero es de 2 €/kg aproximadamente. Según el catálogo de la empresa distribuidora de las vigas (Lizalde):

- Sección HEB 200: 62,83 kg/m.
- Sección UPN 80: 8,87 kg/m.

Como posteriormente se explicará en el capítulo 15, el diseño de toda la estructura que refuerza al túnel aerodinámico requiere un complejo y laborioso trabajo, el cual no es abordado en este proyecto. Sin embargo, se puede hacer una primera aproximación sobre la longitud total de las vigas necesarias para construir dicha estructura, tal y como se muestra en la tabla 7.2.

*Tabla 7.2. Desglose de precios de las vigas utilizadas en el diseño del refuerzo estructural del túnel aerodinámico objeto de este proyecto.*

<b>Viga</b>	<b>Precio acero (€/kg)</b>	<b>Masa por metro (kg/m)</b>	<b>Longitud total (m)</b>	<b>Coste (€)</b>
HEB 200	2,00	62,83	265,81	33.401,68
UPN 80	2,00	8,87	1499,4	26.599,36
<b>Coste total (€)</b>				60.001,04

Por lo tanto, se puede decir, de manera aproximada, que el coste total de las vigas de la estructura del túnel aerodinámico es de 60.000 €.

### 7.3. Instrumentación

En el apartado 6.6 se lleva a cabo la elección de los distintos dispositivos que se utilizarán en el túnel para medir tanto las condiciones del flujo en su interior como atmosféricas. Los detalles de la adquisición de estos instrumentos se especifican en la tabla 7.3.

*Tabla 7.3. Desglose de precios de la instrumentación del túnel aerodinámico objeto de este proyecto. Los precios se han obtenido de los datos facilitados por el Instituto Universitario de Microgravedad “Ignacio Da Riva”.*

<b>Instrumento</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio unitario (€)</b>	<b>Coste (€)</b>
Tubo pitot	2	8.000,00	16.000,00
Scanivalves	1	90.000,00	90.000,00
Balanza de 6 componentes	3	28.000,00	84.000,00
Sistema inyector de humo	1	2.000,00	2.000,00
Velocimetría de hilo caliente y sistema de posicionamiento de 3 componentes	1	100.000,00	100.000,00
Sistema de condiciones ambientales	1	6.000,00	6.000,00
<b>Coste total (€)</b>			298.000,00

Por lo tanto, el coste total de los instrumentos de medición del túnel aerodinámico es de 298.000 €.

#### 7.4. *Planta de potencia*

Tal y como se especifica en el apartado 4.2.3.3, la matriz de ventiladores elegida es aquella formada por cuatro ventiladores modelo HGT 160-6T/6-28<sup>0</sup>-40 de la empresa Sodeca. Al coste de éstos hay que añadir el relativo a toda la instalación eléctrica necesaria para su funcionamiento, especificada en el apartado 4.3, cuyos precios se muestran en la tabla 7.4. El precio del metro de cable apantallado se ha calculado añadiendo un 20% más del coste de los cables sin apantallar.

*Tabla 7.4. Desglose de precios de los dispositivos que componen la instalación eléctrica del circuito de control y regulación de los ventiladores.*

<b>Dispositivo</b>	<b>Precio unitario (€)</b>	<b>Unidades</b>	<b>Precio (€)</b>
Ventilador HGT 160-6T/6-40	8.153,70	4	32.614,80
Interruptor HNF362R	960,00	4	3.840,00
Contactor 3RT10 44 S3			
Relé térmico 3RU11 46-4HBO			
Fusible de 125 gG			
Variador SINAMICS G120	11.750,00	1	11.750,00
Interruptor automático INS250-4	1.788,00	2	3.576,00
Cable apantallado de 16 mm	6,50 / m	120 m	780,00
Cable apantallado de 95 mm	18,00 / m	50 m	900,00
Cable apantallado de 120 mm	20,40 / m	80 m	1.632,00
<b>Precio total (€)</b>			<b>55.092,80</b>

Por lo tanto, el precio final del sistema de control de los ventiladores es de 55.000 €.

#### 7.5. *Personal y mano de obra*

La manera de contabilizar el tiempo estimado para la fabricación del túnel aerodinámico y cómo se distribuyen los recursos humanos y técnicos para lograrlo, se muestra en la tabla 7.5. Para realizar los cálculos, se ha considerado lo siguiente:



- 1 mes está constituido por 4 semanas.
- 1 semana tiene 5 días laborables.
- 1 día tiene 8 horas de trabajo.

*Tabla 7.5. Desglose de distribución de gastos en personal y tiempo de trabajo.*

<b>Tarea</b>	<b>Duración (meses)</b>	<b>Personal</b>	<b>Salario por persona (€/h)</b>	<b>Coste (€)</b>
Montaje estructura	1,5	4	60,00	57.600,00
Montaje recubrimiento	2	4	60,00	76.800,00
Montaje motores	0,25	4	60,00	9.600,00
Instalación motores	0,25	2	60,00	4.800,00
<b>Coste total (€)</b>				<b>148.800,00</b>

El total del gasto del personal técnico es de 148.800 €. Sin embargo hay que tener en cuenta que estos especialistas estarán supervisados por un ingeniero, que trabaja a razón de 90 €/h, lo que significa un coste de 57.600 € que añadido al anterior supone un total de 206.400 € de gastos en personal cualificado.

#### *7.6. Gastos generales*

Los gastos generales engloban un conjunto de gastos en tornillería, cableado, pintura, herramientas y maquinaria que no se han contabilizado en apartados anteriores, y que se estiman en un 5% de los gastos relativos al personal, es decir, un coste de 10.320 €.

#### *7.7. Coste total del proyecto*

En la tabla 7.6 se expone el desglose de gastos totales en función de la naturaleza del mismo, y el coste total del proyecto, que asciende a 703.000 €. En la Figura 7.1 se concluye que los mayores gastos son los debidos a la instrumentación y al trabajo del personal y mano de obra cualificada para la construcción del túnel aerodinámico.

Tabla 7.6. Desglose de gastos totales del proyecto.

<b>Naturaleza de los gastos</b>	<b>Coste (€)</b>
Revestimiento	73.000,00
Estructura	60.000,00
Instrumentación	298.000,00
Planta de potencia	55.000,00
Personal y mano de obra	206.400,00
Gastos generales	10.320,00
<b>Coste total del proyecto</b>	<b>702.720,00</b>

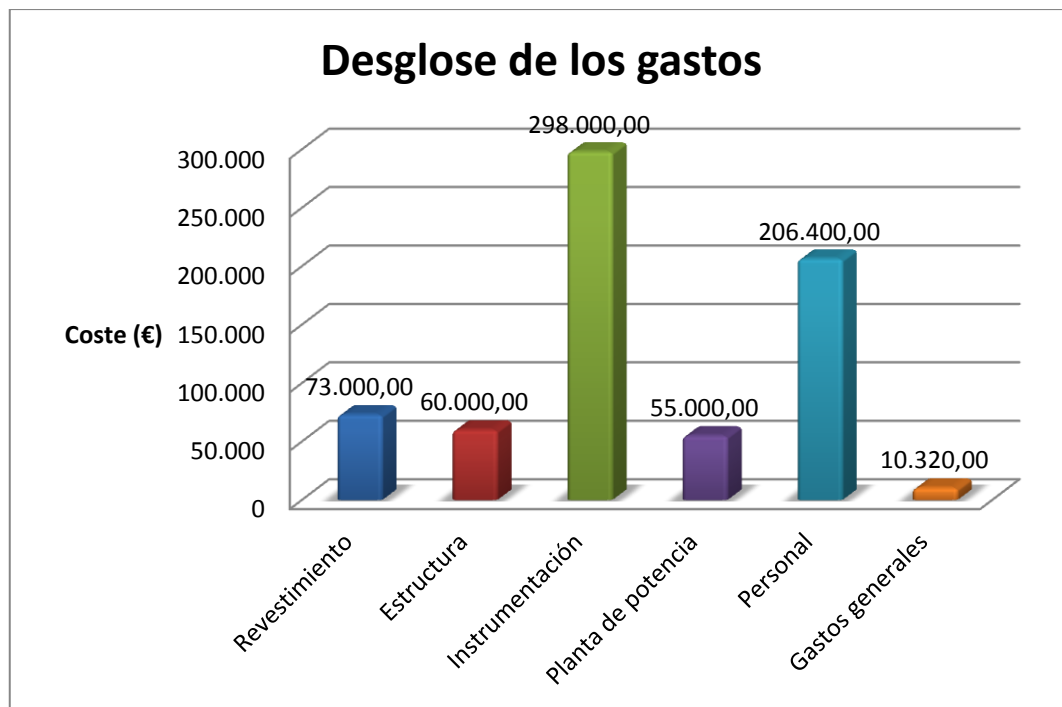


Figura 7.1. Desglose de gastos según la naturaleza de los mismos.

# Conclusión 8



## 8. Conclusión

El presente proyecto consiste en el diseño de la planta de potencia de un túnel aerodinámico destinado principalmente a ensayos relativos a aerodinámica civil. No obstante, este proyecto no se ha limitado a este sistema, sino que se ha ampliado al diseño del túnel completo. Los túneles aerodinámicos y ensayos relativos a la aerodinámica civil se caracterizan a grandes rasgos por:

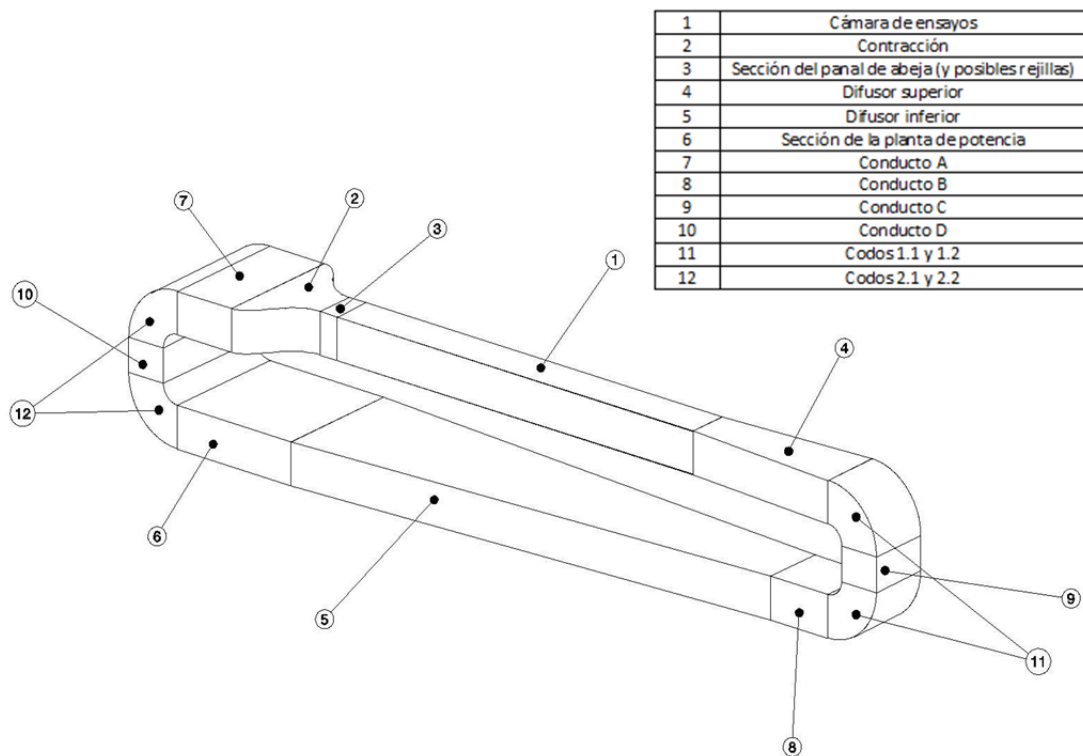
- Simulación de la capa límite atmosférica, tanto de su perfil de velocidades como de su perfil de turbulencia (e incluso del espectro de frecuencias de ésta última).
- Baja velocidad, impuesta por la simulación de las escalas de la turbulencia como por el escalado de efectos aeroelásticos.
- Gran sección de la cámara de ensayos del túnel, por el hecho de la imposición de simular en muchos casos la orografía del terreno adyacente a la estructura a estudiar.
- Gran longitud de la cámara de ensayos del túnel, impuesta por el desarrollo gradual en la misma de la capa límite, desde el comienzo hasta el lugar en donde se coloque el modelo.

Desde el punto de vista aerodinámico, se han empleado las pautas y principios de diseño encontrados en la bibliografía disponible (entre otros Barlow, Rae y Pope<sup>2</sup>, Meseguer y Sanz<sup>3</sup>, Idelchic<sup>23</sup>, White<sup>24</sup>, Irwin<sup>27</sup>, Dyrbye y Hansen<sup>37</sup>). Esta información ha sido de gran utilidad a la hora de conocer mejor el funcionamiento de un túnel aerodinámico y de los criterios de diseño a seguir en función de la finalidad del mismo.

El túnel ha sido diseñado para ser instalado en una nave industrial de grandes dimensiones. Consta de una sección de ensayos de 6 m<sup>2</sup> (2,4 m x 2,5 m) y una longitud de 25 m. Este túnel es de circuito cerrado estableciéndose la recirculación del flujo de forma vertical (capítulo 3). La cámara de ensayos está situada en un piso superior con respecto a la sección formada por el difusor principal y los ventiladores (véase la figura 8.1, incluida también en el texto con la numeración 3.2). Esta

disposición ayuda a controlar la molestia del ruido de los motores, y el posible ruido eléctrico que pudiera afectar a los equipos de medida.

Se ha estudiado con especial cuidado la longitud de la contracción (apartado 11.1), la configuración de los difusores (apartado 14.5.1), y los codos de recirculación del flujo (apartado 3.5). Esto ha servido para reducir enormemente las pérdidas de carga totales en el túnel y mejorar la calidad del flujo en el interior del mismo.



*Figura 8.1 Esquema del túnel aerodinámico diseñado en este proyecto.*

El diseño de la planta de potencia se ha realizado a partir del diseño geométrico del resto del túnel y del cálculo de las pérdidas de carga de cada una de sus partes. La selección de los ventiladores requirió una comparación de distintas configuraciones. Al final, se ha escogido una configuración con 4 ventiladores de la casa Sodeca, atendiendo a motivos económicos y a la amplia experiencia de esa empresa en el sector (apartado 4.2.3). Además, para la instalación de esos ventiladores y su conexión a la red eléctrica, hay que destacar que existe una gran variedad de oferta en cuanto a lo que dispositivos eléctricos se refiere. Es

conveniente, y así se ha hecho, la elección de una misma empresa como fabricante de los componentes eléctricos de los circuitos. Es una manera sencilla de evitar incompatibilidades entre los productos y de facilitar la posible asistencia técnica, si ésta es requerida. Estos motivos, junto a la gran presencia de Siemens en el mercado internacional y español, han sido los motivos de la elección de esta empresa como suministradora de los elementos eléctricos de la instalación de la planta de potencia del túnel (variador, relés térmicos, contactores, automáticos, etc.). Sin embargo, para las protecciones de los circuitos se pueden seleccionar elementos de otros suministradores de primer nivel.

La construcción del túnel se ha establecido a partir de materiales comunes como tableros de contrachapado finlandés, vidrio y vigas de acero comunes. Las primeras estimaciones realizadas en este proyecto (anexo 6) apuntan a un ahorro considerable de la estructura, tanto en material como en presupuesto gracias al diseño del túnel en dos pisos. Además, como se ha mencionado anteriormente, de esta forma las vibraciones que generan los ventiladores afectan menos a los instrumentos de la cámara de ensayos, y se produce también un mejor aislamiento de los ruidos.

Por último, es evidente la viabilidad económica de este proyecto. La finalidad de este túnel son los ensayos de simulación de capa límite para estructuras de ingeniería civil. Dichos ensayos son más necesarios a medida que pasan los años, dada la importancia de certificar la seguridad y el confort en edificaciones como puentes, torres, rascacielos... que cada vez son más presentes en nuestra sociedad. Es por ello que existe una amplia regulación y legislación al respecto (apartado 2.1). Prueba de todo esto son los datos del Instituto Universitario de Microgravedad “Ignacio Da Riva” mostrados en la tabla 8.1.

Además de la demanda de ensayos de estructuras de ingeniería civil que este proyecto podría cubrir, hay que resaltar la capacidad del mismo de adaptarse a otro tipo de ensayos (calibración de anemómetros, UAV's, coches), debido a que la velocidad del flujo en la cámara de ensayos puede alcanzar los 30 m/s.

*Tabla 8.1. Ensayos en túnel de viento del IDR/UPM en los últimos cuatro años. Datos obtenidos del Plan Estratégico del IDR/UPM para 2011-2014.*

<b>Test type</b>	<b>Number</b>	<b>Example of model employed</b>	<b>Costumer's nationality</b>
Static & aeroelastic	6	Bridge sectional model	Spain
Static	5	Bridge sectional model	Spain, Rumania and Mexico
Pressure measurements	12	Tall buildings	Spain, Rumania and Alger
Pressure measurements	12	Low buildings	Spain and U.K.
Pressure measurements	2	Solar collectors	-
Pressure and net force measurements	3	Trains, airships and other bluff bodies	Spain
Pressure measurements	3	Wind Farms	-
Pedestrian comfort	3	Buildings	-



# Referencias generales 9



## 9. Referencias

1. *Eurocódigo 1, Bases de proyecto y acciones en estructuras, Parte 2-4: Acciones en estructuras. Acciones del viento*, UNE-ENV 1991-2-4, AENOR, Mayo 1998.
2. BARLOW, J.B., RAE, W.H. & POPE, A., *Low-Speed Wind Tunnel Testing*, John Wiley & Sons, Inc., New York, N.Y., U.S.A., 1999.
3. MESEGUER RUIZ, J., SANZ ANDRÉS, Á., *Aerodinámica Básica*, Ibergarceta Publicaciones, S.L., Madrid, 2011 (2ª edición).
4. [www.wikipedia.es](http://www.wikipedia.es)
5. MESEGUER, JOSÉ; SANZ, ÁNGEL; PERALES, JOSÉ M.; PINDADO, SANTIAGO; *Túneles Aerodinámicos para aplicaciones de ingeniería civil*, Revista de Obras Públicas, Marzo 2002, No. 3419, pp. 35-43.
6. SIMIU, E. and SCANLAN, R., *Wind Effects on Structures* (3<sup>rd</sup> Edition), John Wiley & Sons, Inc., New York, N.Y., 1996.
7. GARRAT, J.R., *Simulation of an Adiabatic Urban Boundary Layer in the Wind Tunnel*, Atmospheric Environment 7, 1973, pp. 673-689.
8. COOK, N.J., *The Designer's Guide to Wind Loading of Building Structures*, BRE, Garston, U.K., 1985.
9. STEVENSON T., *Report on the simultaneous observations of the force of the wind at different heights above the ground*, J. Scot. Met. Soc. 5, 1880, pp. 348-351.
10. HELLMAN, G., *Über die Bewegung der Luft in den untersten Schichten der Atmosphäre*, Meteorol.Z. 34, 1916, p. 273.
11. SUTTON, O.G., *Atmospheric Turbulence*, Methuen, London, 1949.
12. KOLMOGROFF, N., *The Local Structure of Turbulence in an Incompressible Fluid for Very Large Wave Numbers*, C.R. Acad. Sci. U.S.S.R. 30, 1941, p. 301.
13. COUNIHAN, J., *Simulation of an Adiabatic Urban Boundary Layer in the Wind Tunnel*, Atmospheric Environment 7, 1973, pp. 673-689.
14. BATILL, S.M. & NELSON, R.C., *Low speed indraft wind tunnels*, Gad-El-Hak, M. Frontiers in experimental fluid dynamics, Lecture Notes in Engineering, Springer-Verlag. Berlin, Heidelberg, 1989.
15. CHMIELEWSKY, G.E., *Boundary layer considerations in the design of aerodynamic contractions*, Journal of Aircraft, Vol. 11, Aug. 1974, pp. 435-438.
16. CEBECI, T. & BRADSHAW, P., *Momentum transfer in boundary layers*, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1977.
17. THWAITES, B., *On the design of contractions for wind tunnels*, Aeronautical Research Council, R&M 2278, March 1946.
18. WHITEHEAD, L.G., WU, L.Y. & WATERS, M.H.L., *Contracting ducts of finite length*, The Aeronautical Quarterly, Vol. II, Feb. 1951, pp. 254-271.
19. MIKHAIL, N.M., *Optimum design of wind tunnel contractions*, AAIA Journal, Vol. 17, May 1979, pp. 471-477.
20. DOWNIE, J.H., JORDISON, R. & BARNES, F.H., *On the design of three-dimensional wind tunnel contractions*, Aeronautical Journal, Vol. 88, Aug./Sep. 1984, pp. 287-295.
21. SU, Y., *Flow analysis and design of three-dimensional wind tunnel contractions*, AAIA Journal, Vol. 29, Nov. 1991, pp. 1912-1919.
22. NANJUNDA SWAMI, Y.S., *On the design of a two-dimensional contracting channel*, Journal of the Aeronautical Sciences, Vol. 8, June 1961, pp. 500-501.
23. I.E. IDELCHIK, *Handbook of hydraulic resistance* (3<sup>rd</sup> Edition), Jaico Publishing House.

24. FRANK M. WHITE, *Mecánica de Fluidos*, McGraw-Hill de Mexico, 1983.
25. LETTAU, H., *Note on Aerodynamic roughness-parameter estimation on the basis of roughness-element description*, Journal of Applied Meteorology 8, 1969, pp. 818-832.
26. COUNIHAN, J., *Wind Tunnel determination of the roughness length as a function of the fetch and the roughness density of three-dimensional roughness elements*, Atmospheric Environment 5, pp. 637-642.
27. IRWIN, H.P.A.H., *The design of spires for wind simulation*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 7, 1981, pp. 361-366.
28. [www.sodeca.com](http://www.sodeca.com)
29. SANJURJO NAVARRO, RAFAEL, *Máquinas eléctricas*, Ed. McGraw-Hill, Madrid, 1989.
30. MOELLER, F., KÜBLER, E., WERR, TH., *Máquinas de corriente continua. Máquinas de corriente alterna* (Incluso transformadores). *Electrotecnia General y Aplicada* (MOELLER-WERR), II (Primera Parte). Ed. Labor S.A. Barcelona, 1966.
31. RODRÍGUEZ POZUETA, MIGUEL ÁNGEL. *Máquinas asíncronas*. Colección: electrotecnia para ingenieros no especialistas. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Universidad de Cantabria (España), 2008.
32. I.E. IDEL'CIK, *Memento des pertes de charge*, Editions Eyrolles, 1999.
33. JAN J.TUMA, PH.D., *Handbook of Structural and mechanical matrices*, McGraw-Hill Book Company, United States of America, 1988.
34. [www.lizalde.com](http://www.lizalde.com)
35. DE LA FUENTE TREMPES, ENRIQUE, *Integridad Estructural, Comprobación de resistencia estática*, Volumen 1, Sección de publicaciones de la EUITA, Noviembre 2010.
36. METHA, R.D. and BRADSHAW, P., *Design Rules for Small Low Speed Wind Tunnels*, Aeronautical Journal, November 1979, pp. 443-449.
37. DYRBYE, C., HANSEN, S.O., *Wind Loads on Structures*, Wiley, West Sussex, 1996, pp. 19-46.
38. [www.airtechnics.com](http://www.airtechnics.com)
39. FEDERACIÓN DE INDUSTRIAS FORESTALES FINLANDESAS, *Manual del contrachapado finlandés*, Kirjapaino Markprint Oy, Lahti, Finlandia
40. TIMOSHENKO, S.P., *Resistencia de materiales*, Espasa-Calpe S.A., Madrid, 1978.
41. TIMOSHENKO, S.P., YOUNG, D.H., *Teoría de la estructuras*, McGraw-Hill, 1945.
42. CEG MOTORI ELETTRICI. *Catálogo de motores trifásicos de una velocidad*.
43. J. CHAPMAN, STEPHEN, *Máquinas eléctricas*, Bae Systems Australia, McGraw Hill, México, 2005.
44. SANJURJO NAVARRO, R., *Teoría de máquinas eléctricas*, Sección de publicaciones de la ETSIA, Febrero 2003.

**Anexo 1. Introducción  
al análisis numérico  
con el programa Fluent**

**10**



### 10. Anexo 1. Introducción al análisis numérico con el programa Fluent

A falta de ensayos reales, en los Anexos 2 a 5 se va a realizar un estudio del comportamiento de la corriente en diferentes partes del túnel aerodinámico mediante el programa informático Fluent 6.0, un programa de cálculo numérico tipo CFD (*“Computational Fluid Dynamics”*).

Con esta herramienta, lo que se pretende es resolver numéricamente las ecuaciones que explican el comportamiento de los fluidos, es decir, las ecuaciones de Navier-Stokes (conservación de la masa, conservación de la cantidad de movimiento y conservación de la energía), que son los principios básicos en los que éstos se basan:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0, \quad (10.1)$$

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla p + \rho \vec{F} + \nabla \cdot \tau', \quad (10.2)$$

$$\rho \frac{De}{Dt} = -p \nabla \cdot \vec{V} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi_v - \nabla \cdot \vec{q}_r + Q'. \quad (10.2)$$

Estas ecuaciones, con la ecuación de estado del fluido, permiten calcular las tres componentes de la velocidad, la densidad, la temperatura y la presión en todo el campo fluido, conocidas las condiciones iniciales y las de contorno. Sin embargo, este sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales es muy complejo. Por ello, se han desarrollado métodos de análisis computacional que hagan frente a esos cálculos mediante métodos numéricos, como es el caso del programa Fluent.

Pero antes de realizar cualquier cálculo es necesario generar la geometría que se quiere analizar y mallarla (discretizarla). Para eso se utiliza el programa Gambit, un preprocesador con el que se puede dibujar la geometría de la región en donde se van a aplicar las ecuaciones.

Es conveniente añadir un tramo adicional a la salida y otro a la entrada de la geometría que se quiere ensayar con el programa, para no falsear los resultados imponiendo condiciones de contorno en los puntos incorrectos.

Para las simulaciones numéricas se ha empleado el modelo de turbulencia  $k$ - $\epsilon$  estándar. Este método está basado en un modelo semiempírico de la ecuación de energía cinética turbulenta ( $k$ ) y de la ecuación del índice de disipación ( $\epsilon$ ). En la derivación de las ecuaciones del modelo  $k$ - $\epsilon$  se asume que el flujo es totalmente turbulento y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables. Este modelo es el más indicado para el cálculo del desprendimiento y readherencia de la capa límite en ensayos de perfiles aerodinámicos en 2D. Los valores tomados para las constantes del modelo son los que proporciona el programa por defecto.

Debido a los métodos computacionales empleados por el programa Fluent, también es necesario, para aceptar la validez de los resultados obtenidos, que el coeficiente  $y^+$  esté comprendido entre los valores de 30 y 150. En caso de no ser así, la malla debe ser refinada y hay que volver a iterar para obtener una nueva solución. En las Figuras 10.1 y 10.2 puede observarse cómo el coeficiente anterior desciende hasta los valores aceptables cuando se procede al cálculo de la malla refinada.



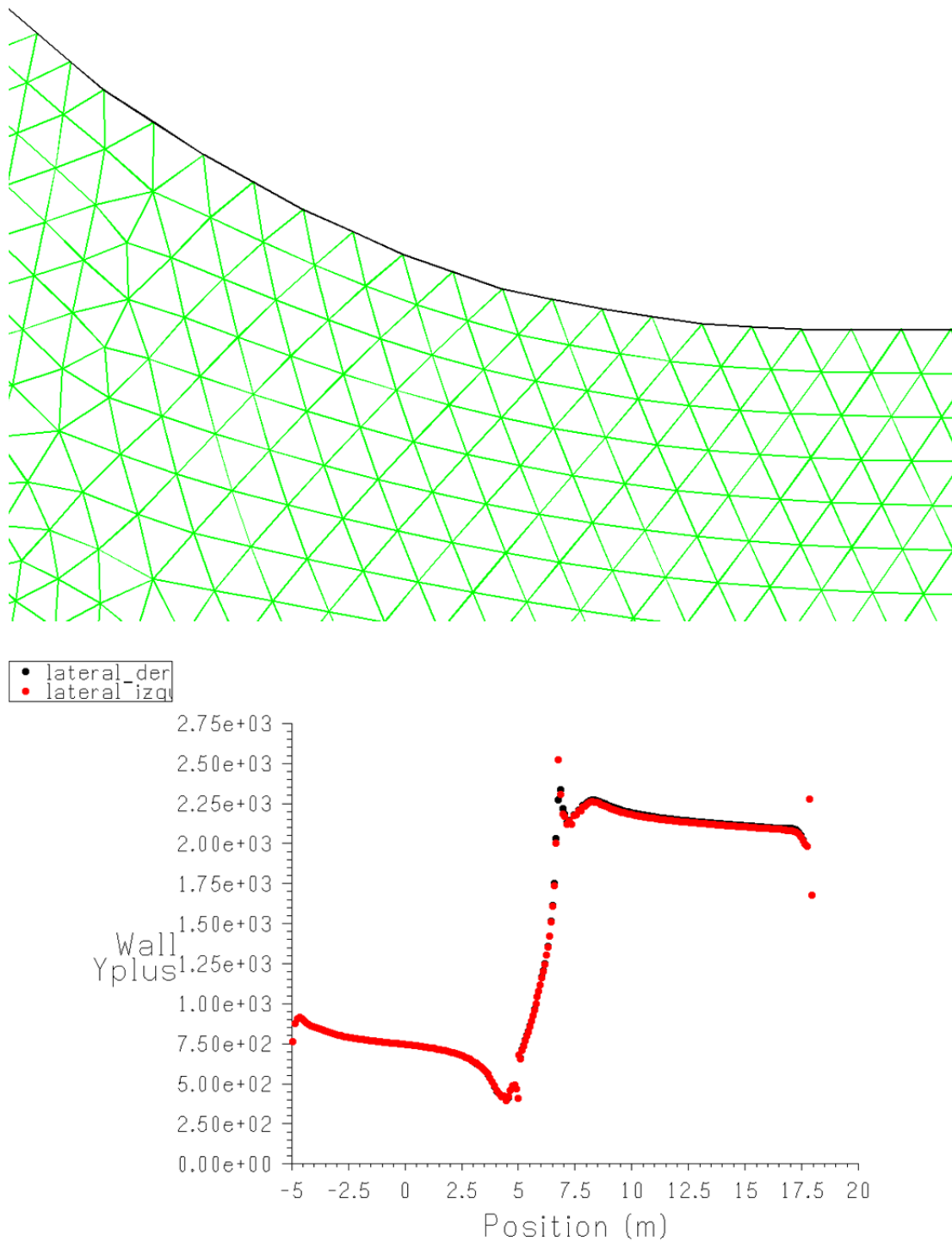


Figura 10.1. Detalle de un mallado de la contracción de 4 metros estudiada sin refinar (arriba), y su correspondiente coeficiente  $y^+$  (abajo).

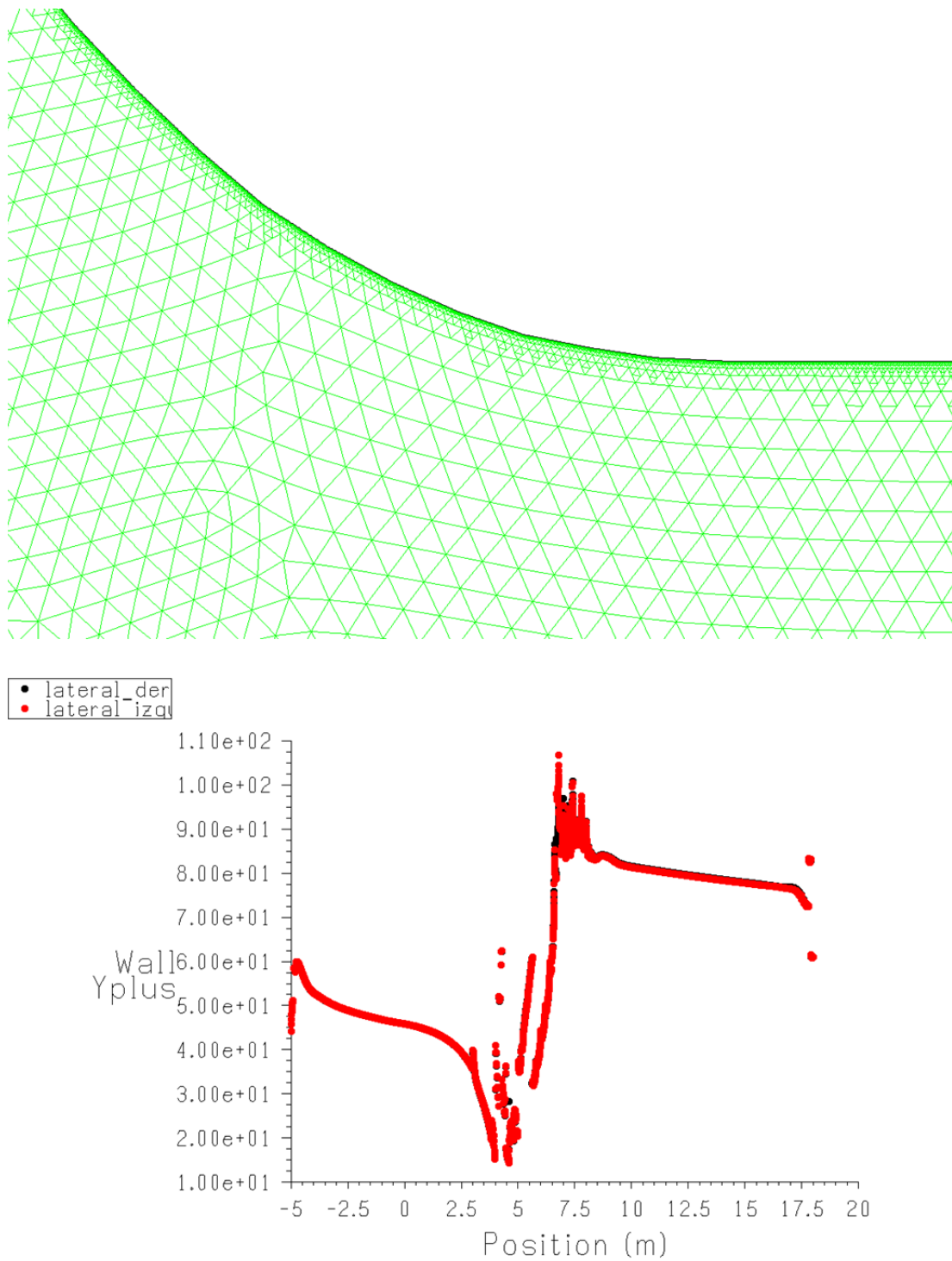


Figura 10.2. Detalle de un mallado de la contracción de 4 metros estudiada una vez refinada (arriba), y su correspondiente coeficiente  $y^+$  (abajo).

**Anexo 2. Estudio del  
flujo de la contracción**

**11**



## *11. Anexo 2. Estudio del flujo en la contracción*

### *11.1. Estudio de la longitud de la contracción*

Como se especifica en el apartado 3.2, la longitud de una contracción debe tener un valor del orden del resto de dimensiones de la contracción. Además, interesa que la longitud sea lo más corta posible para ahorrar tanto en espacio como en gastos de material. Sin embargo, hay que controlar que no se produzcan desprendimientos de corriente ni burbujas de recirculación tanto en la entrada como en la salida de la contracción.

En el estudio siguiente se analizan cuatro longitudes distintas de la contracción y la influencia que tienen éstas sobre la corriente. El objetivo principal es decidir cuál es la longitud mínima apropiada para la contracción del túnel aerodinámico que se está diseñando en este proyecto.

Se pretende estudiar un intervalo de longitudes de entre 3 y 6 metros. Dichas contracciones se han diseñado siguiendo el método expuesto en el apartado 3.2, cuyos resultados se muestran en la tabla 11.1.

Siguiendo las especificaciones del apartado 10, se ensayan distintas geometrías en el programa Fluent. La velocidad, a la entrada de las contracciones, propuesta para los ensayos es de 9,375 m/s. Ese valor se obtiene de aplicar la conservación del gasto volumétrico entre las secciones de entrada y salida de la contracción, cuya velocidad de referencia a la salida (y en la cámara de ensayos) es de 30 m/s.

Para observar si se producen desprendimientos y recirculaciones de corriente, se han visualizado los vectores de velocidad del flujo según el eje X. En caso de aparecer alguna burbuja de recirculación, ésta se podrá observar en el sentido de los vectores. Y además, se analizará el perfil de velocidades a la salida de la contracción. A continuación se muestran los resultados obtenidos para cada longitud.

*Tabla 11.1. Valores de las paredes laterales de la contracción, calculados a partir del método expuesto por Nanjunda Swami<sup>22</sup>.*

	<b>Long. cont.</b>	<b>3 metros</b>	<b>4 metros</b>	<b>5 metros</b>	<b>6 metros</b>
	<b>Y (m)</b>	<b>X (m)</b>	<b>X (m)</b>	<b>X (m)</b>	<b>X (m)</b>
<b>1</b>	1,25	0,00	0,00	0,00	0,00
<b>2</b>	1,26	0,15	0,20	0,25	0,30
<b>3</b>	1,29	0,30	0,40	0,50	0,60
<b>4</b>	1,33	0,45	0,60	0,75	0,90
<b>5</b>	1,40	0,60	0,80	1,00	1,20
<b>6</b>	1,49	0,75	1,00	1,25	1,50
<b>7</b>	1,60	0,90	1,20	1,50	1,80
<b>8</b>	1,73	1,05	1,40	1,75	2,10
<b>9</b>	1,90	1,20	1,60	2,00	2,40
<b>10</b>	2,09	1,35	1,80	2,25	2,70
<b>11</b>	2,30	1,50	2,00	2,50	3,00
<b>12</b>	2,54	1,65	2,20	2,75	3,30
<b>13</b>	2,80	1,80	2,40	3,00	3,60
<b>14</b>	3,06	1,95	2,60	3,25	3,90
<b>15</b>	3,31	2,10	2,80	3,50	4,20
<b>16</b>	3,53	2,25	3,00	3,75	4,50
<b>17</b>	3,71	2,40	3,20	4,00	4,80
<b>18</b>	3,84	2,55	3,40	4,25	5,10
<b>19</b>	3,93	2,70	3,60	4,50	5,40
<b>20</b>	3,98	2,85	3,80	4,75	5,70
<b>21</b>	4,00	3,00	4,00	5,00	6,00

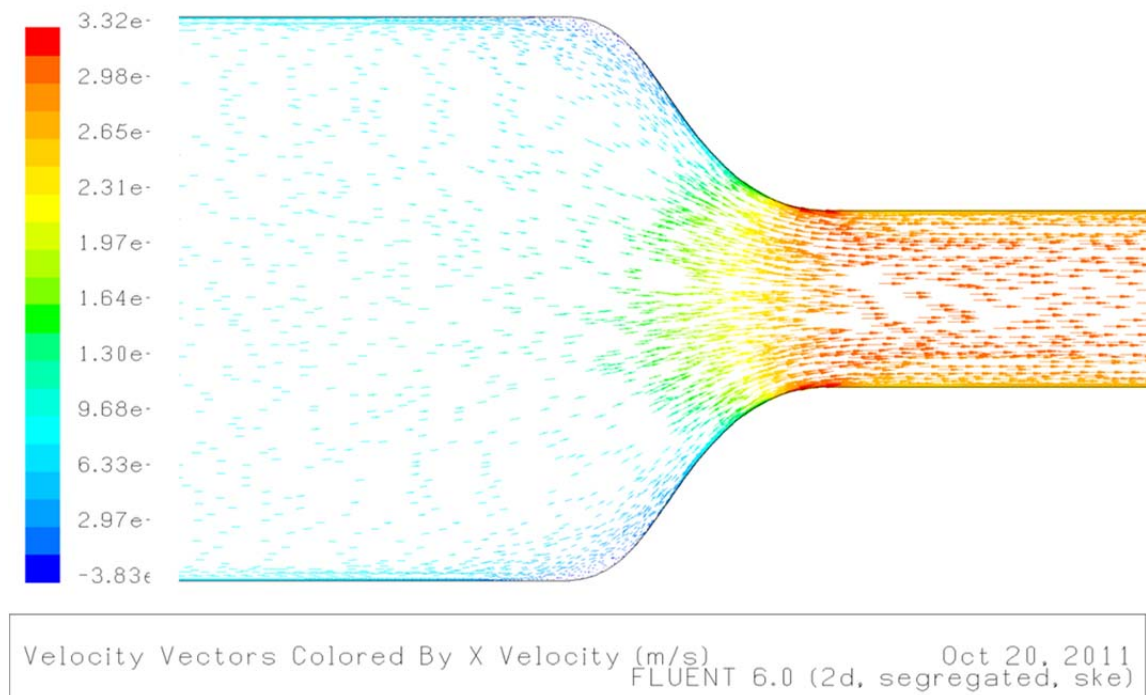


Figura 11.1. Vectores de velocidad según X para una contracción de 3 metros de longitud.

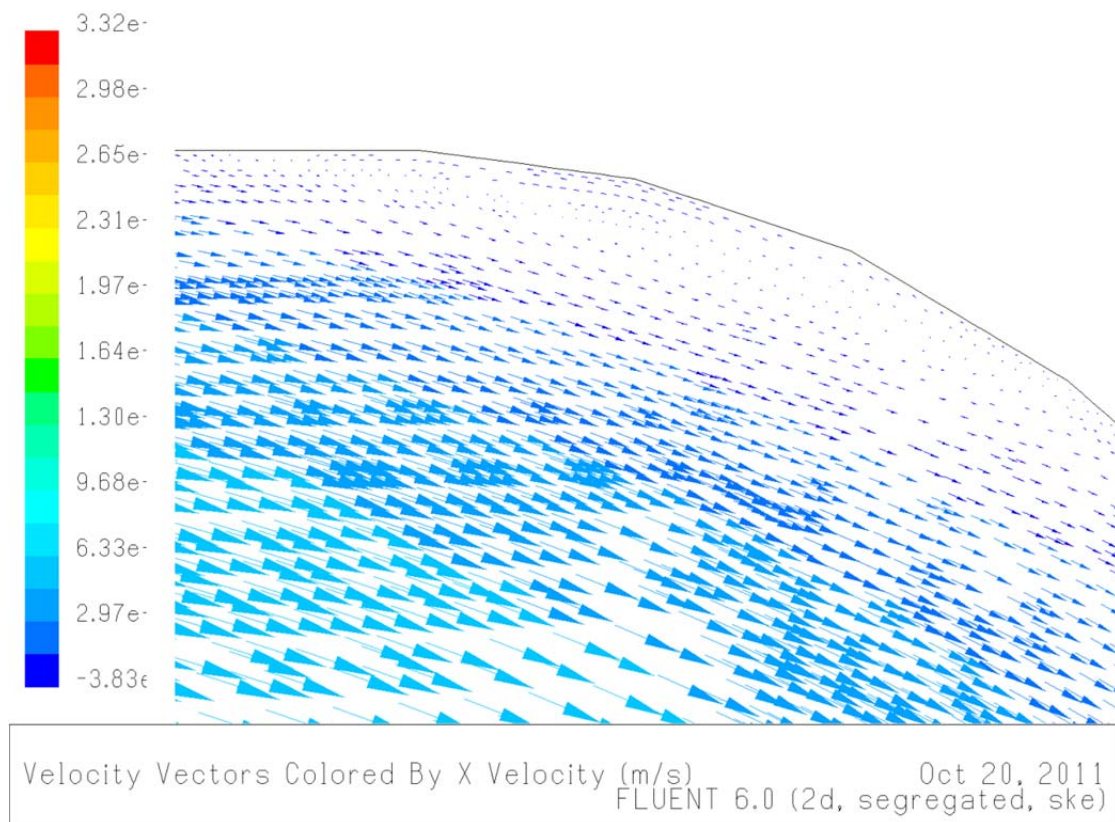


Figura 11.2. Detalle de la entrada de una contracción de 3 metros de longitud.

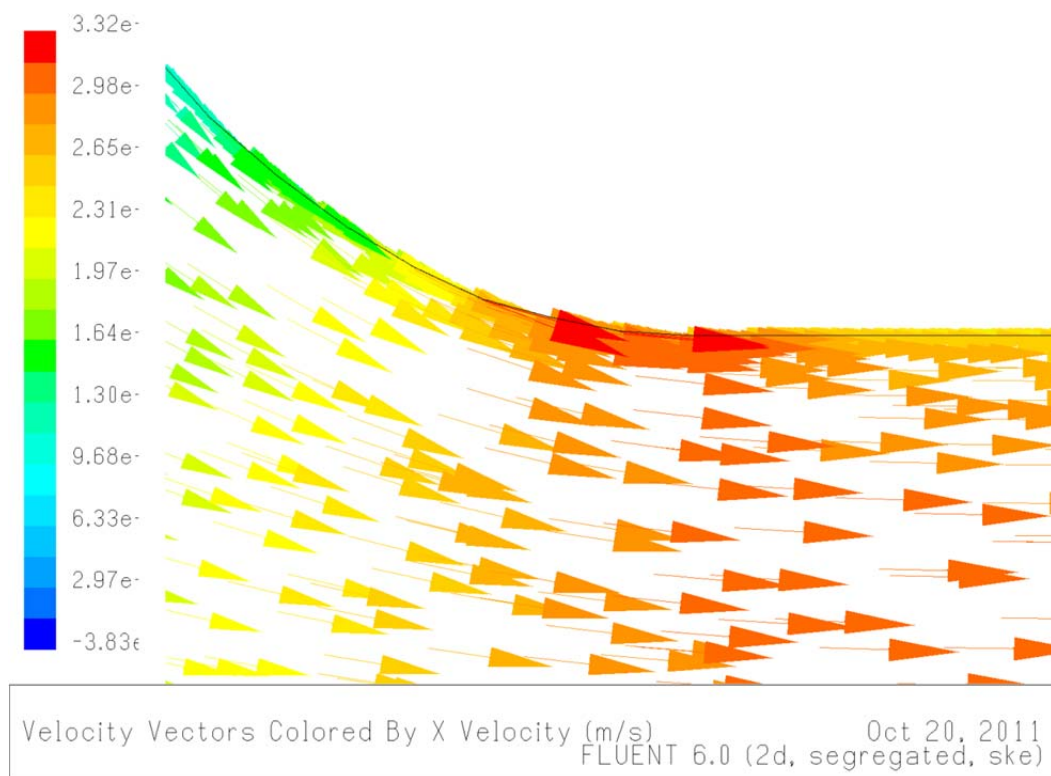


Figura 11.3. Detalle de la salida de una contracción de 3 metros de longitud.

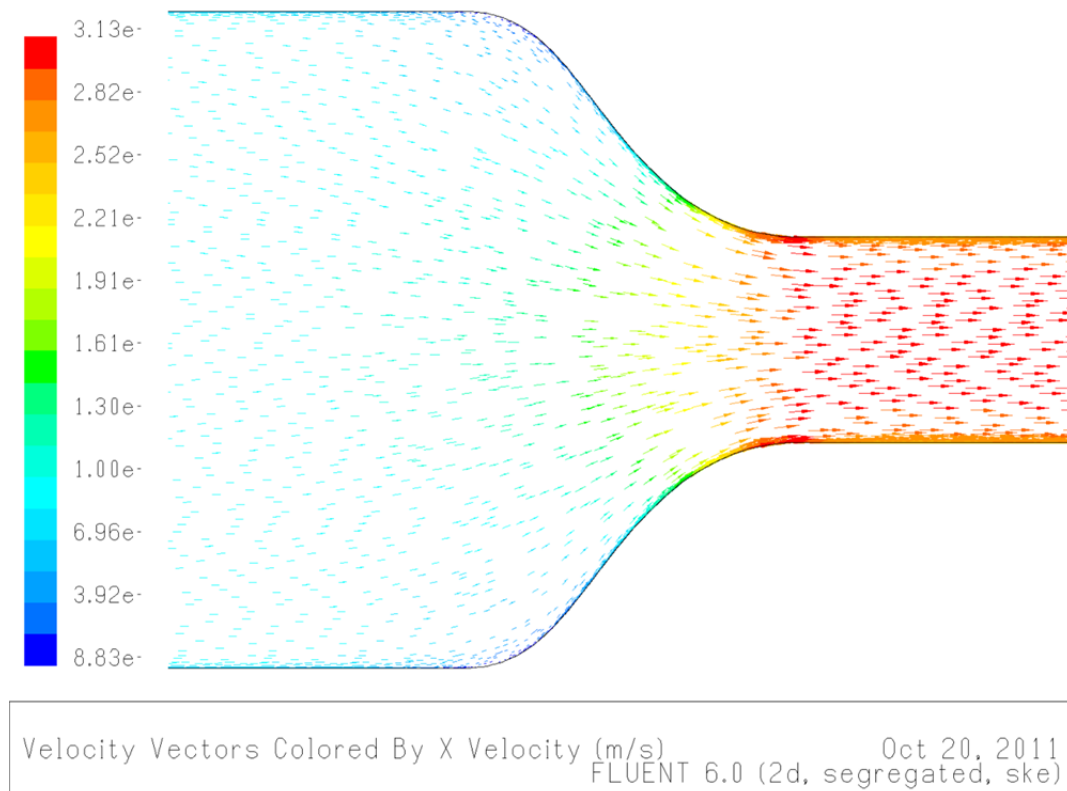


Figura 11.4. Vectores de velocidad según X para una contracción de 4 metros de longitud.



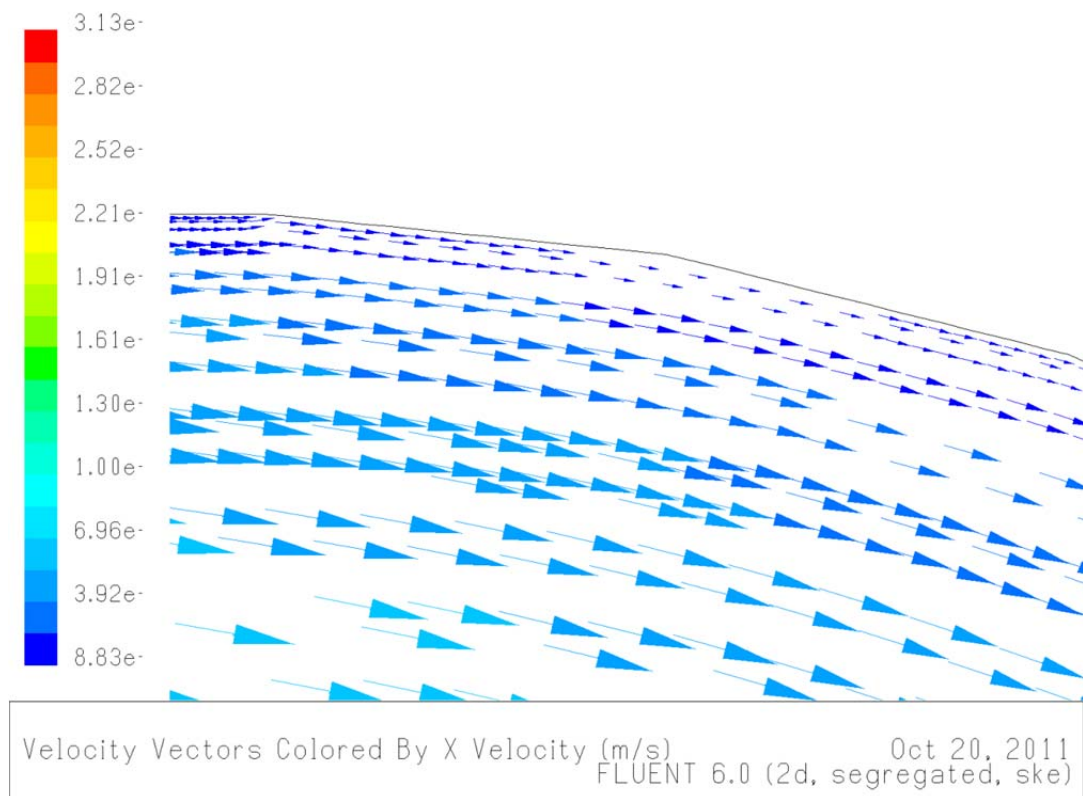


Figura 11.5. Detalle de la entrada de una contracción de 4 metros de longitud.

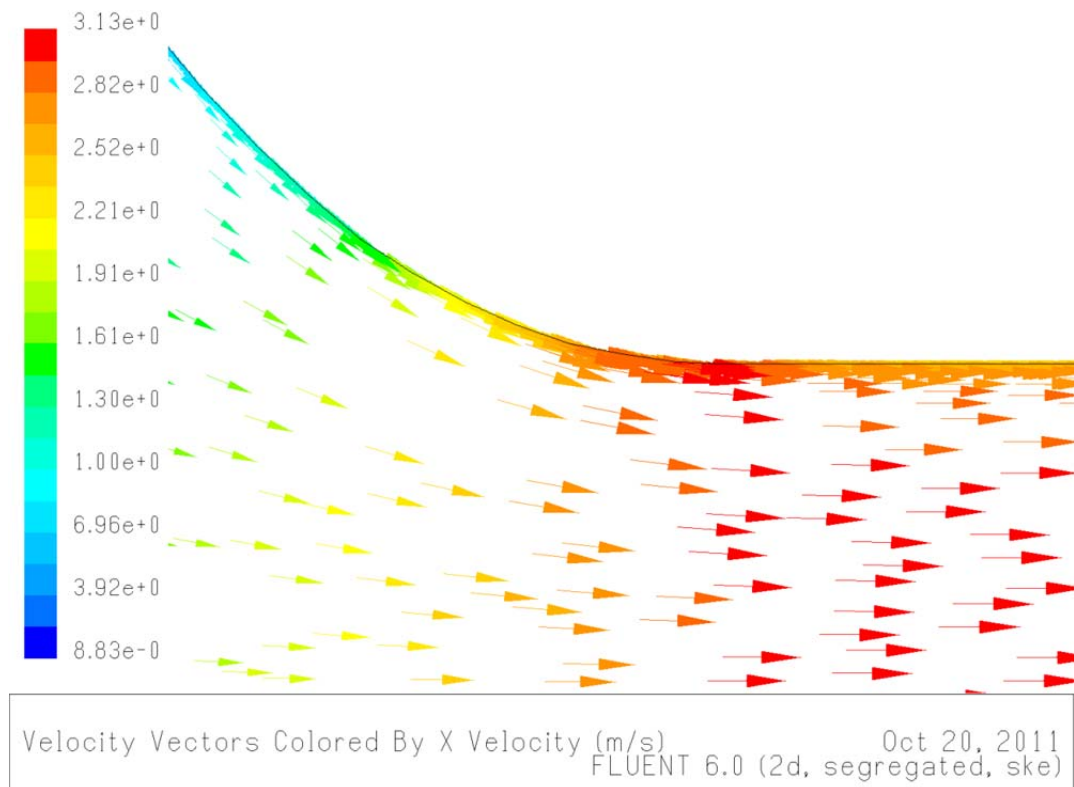
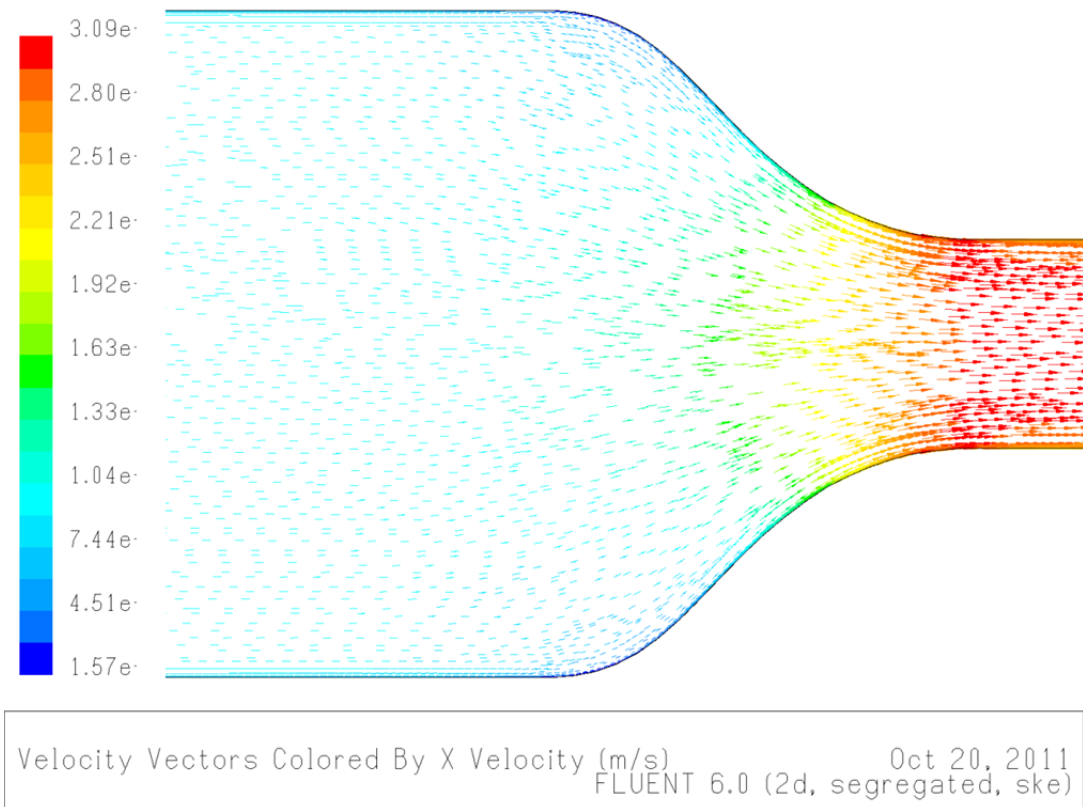
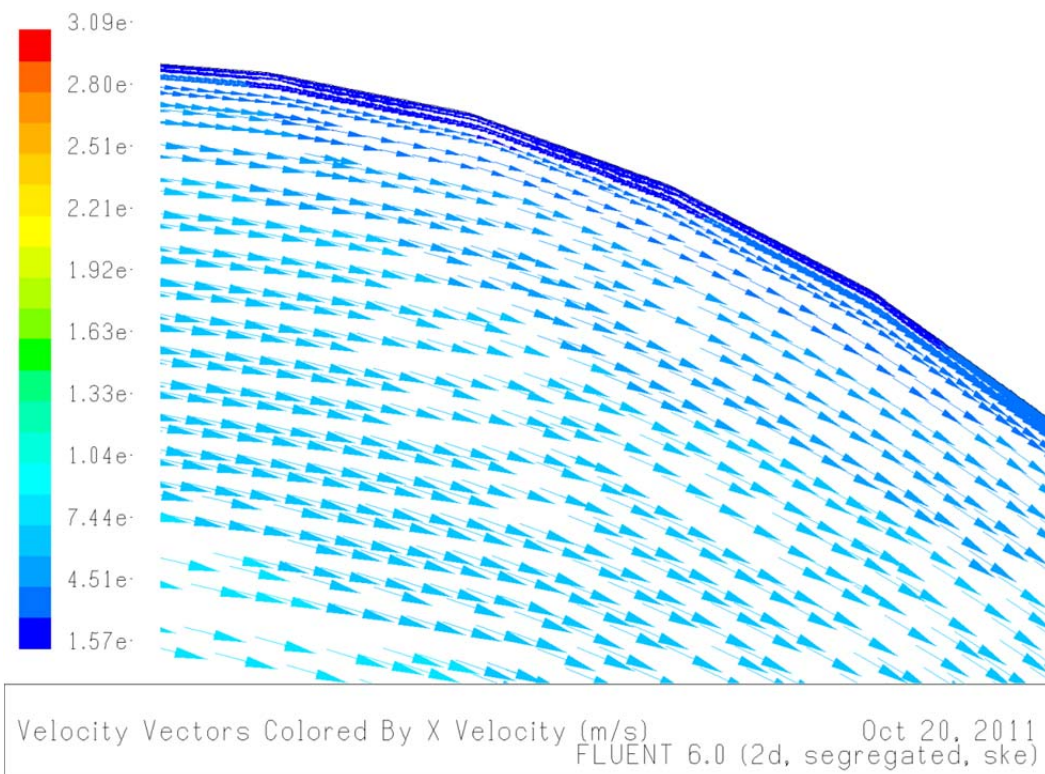


Figura 11.6. Detalle de la salida de una contracción de 4 metros de longitud.



*Figura 11.7. Vectores de velocidad según X para una contracción de 5 metros de longitud.*



*Figura 11.8. Detalle de la entrada de una contracción de 5 metros de longitud.*

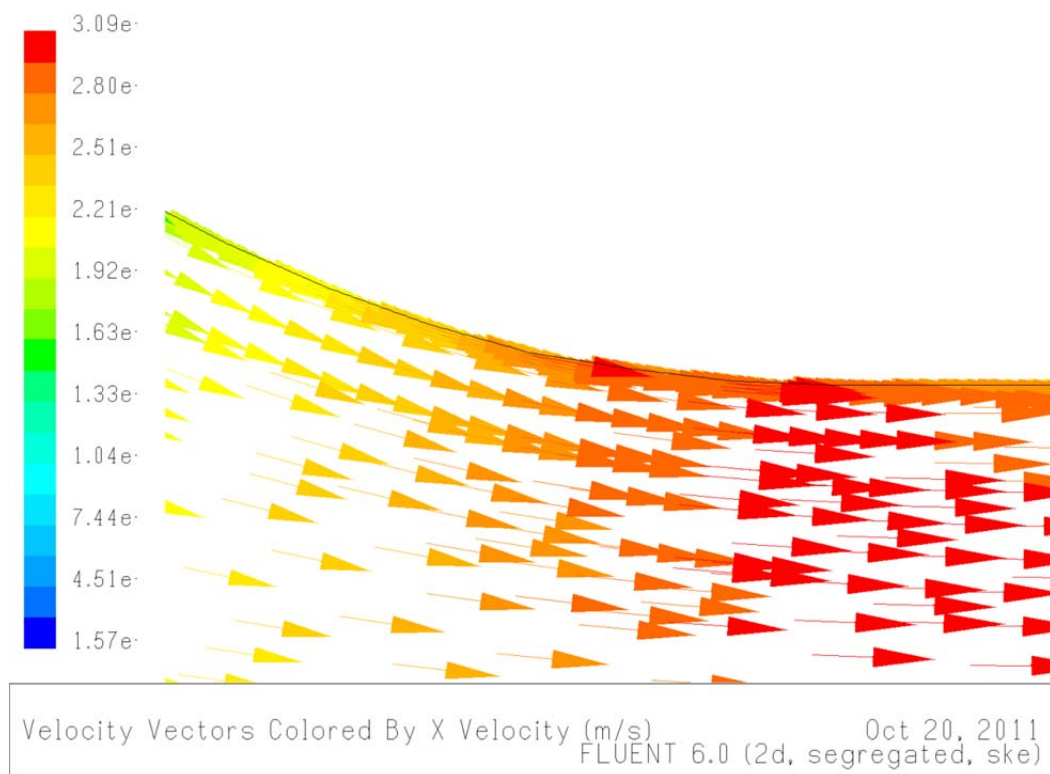


Figura 11.9. Detalle de la salida de una contracción de 5 metros de longitud.

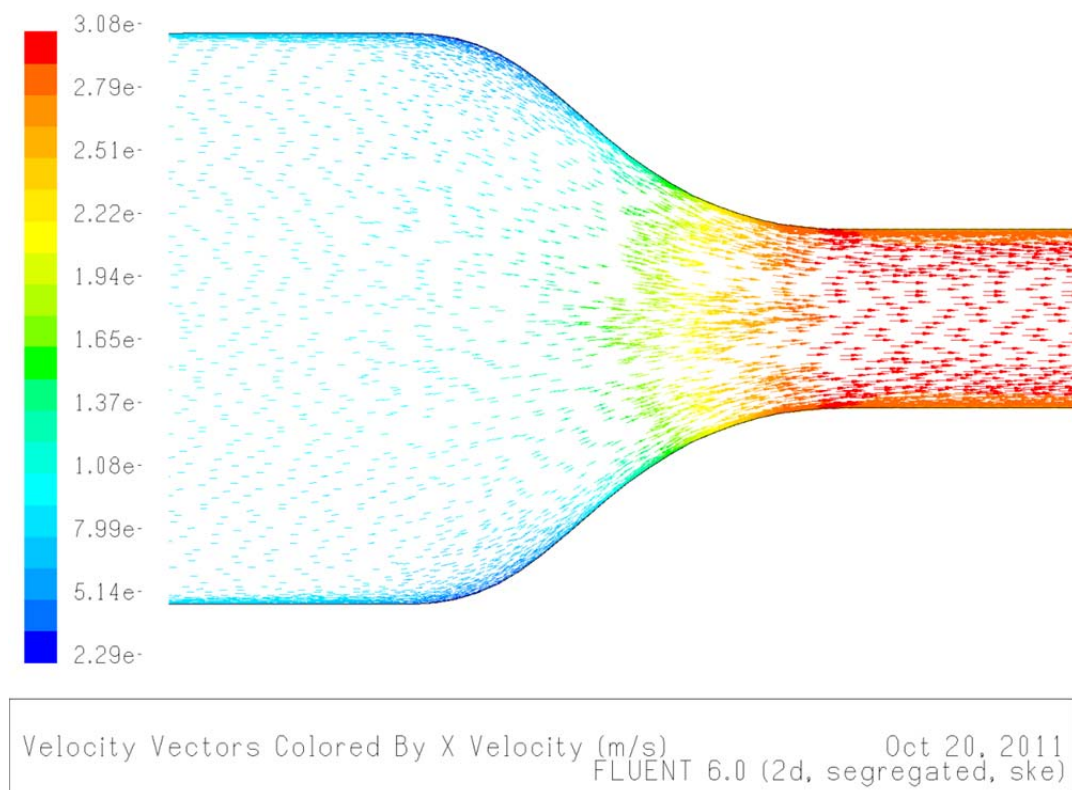


Figura 11.10. Vectores de velocidad según X para una contracción de 6 metros de longitud.



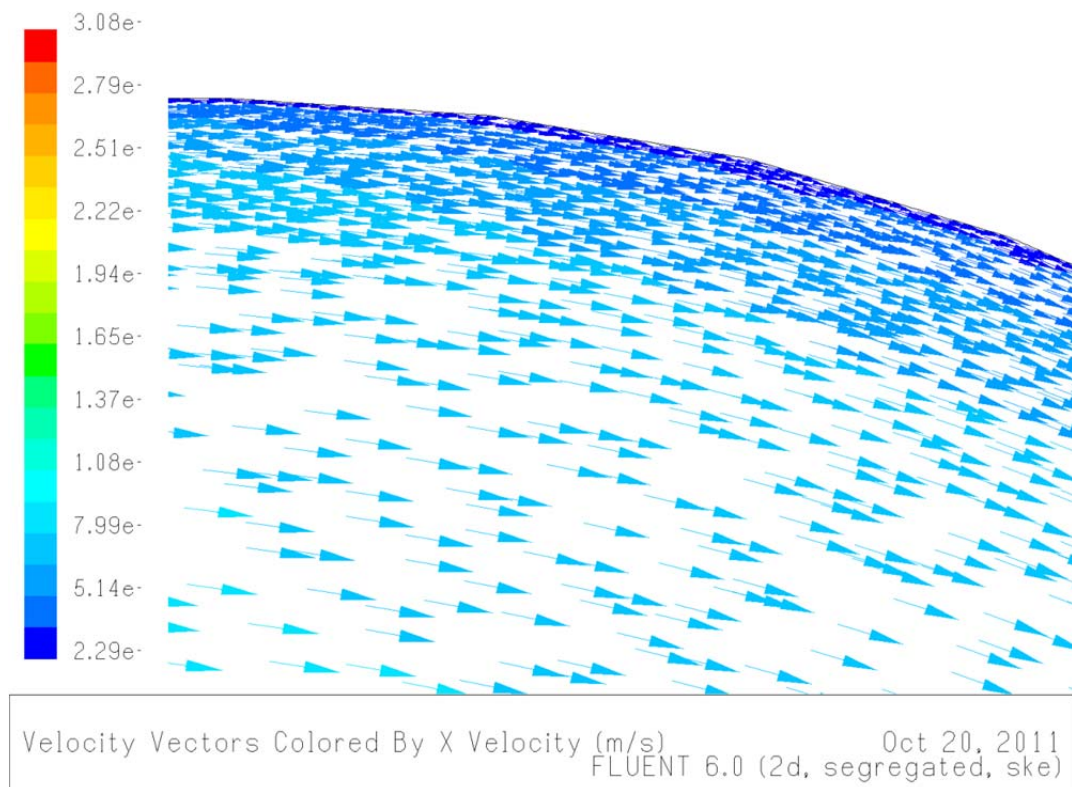


Figura 11.11. Detalle de la entrada de una contracción de 6 metros de longitud.

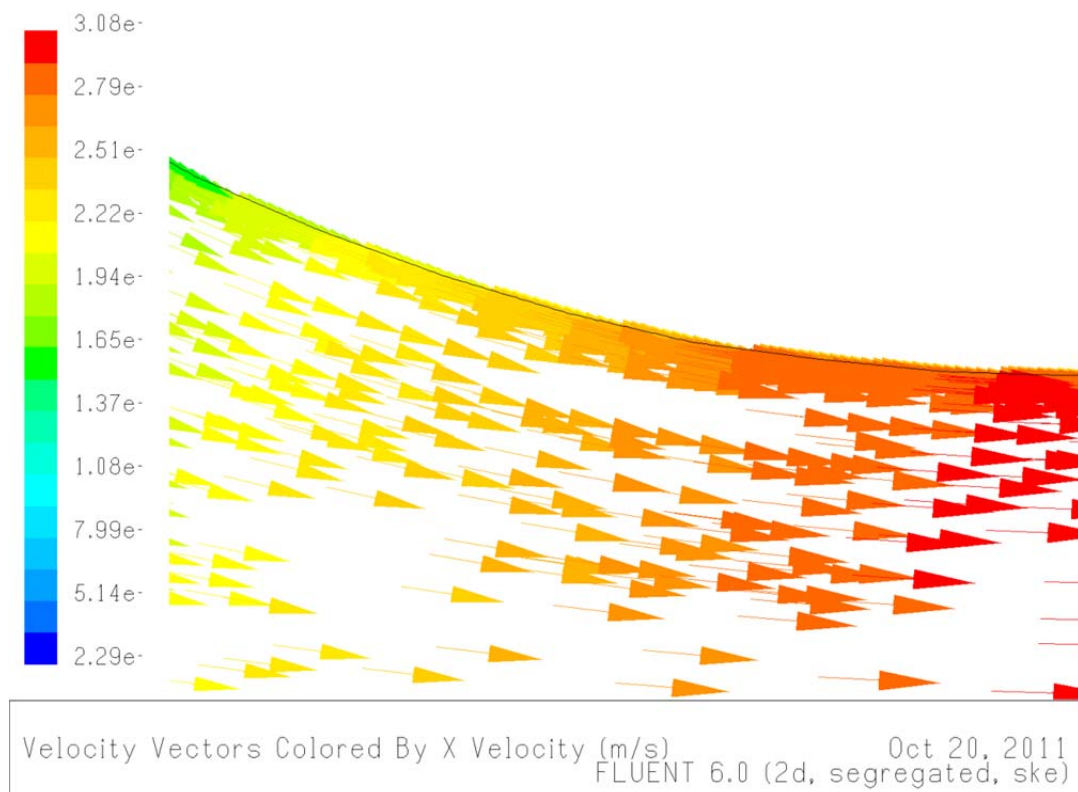


Figura 11.12. Detalle de la salida de una contracción de 6 metros de longitud.

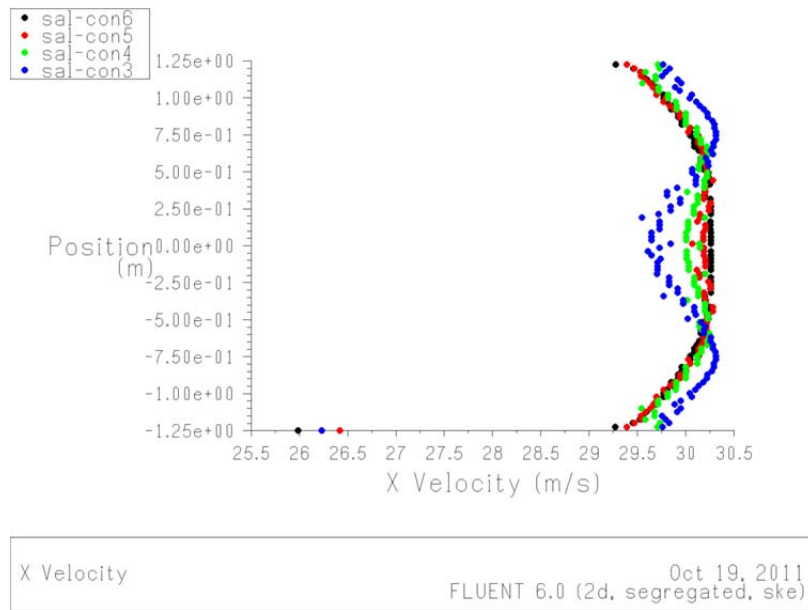


Figura 11.13. Perfil de velocidad a la salida de las contracciones.

Como se puede observar en las figuras anteriores, únicamente en la contracción de longitud 3 metros se produce una burbuja de recirculación a la entrada de la misma. En la Figura 11.14 se detalla una ampliación del fenómeno.

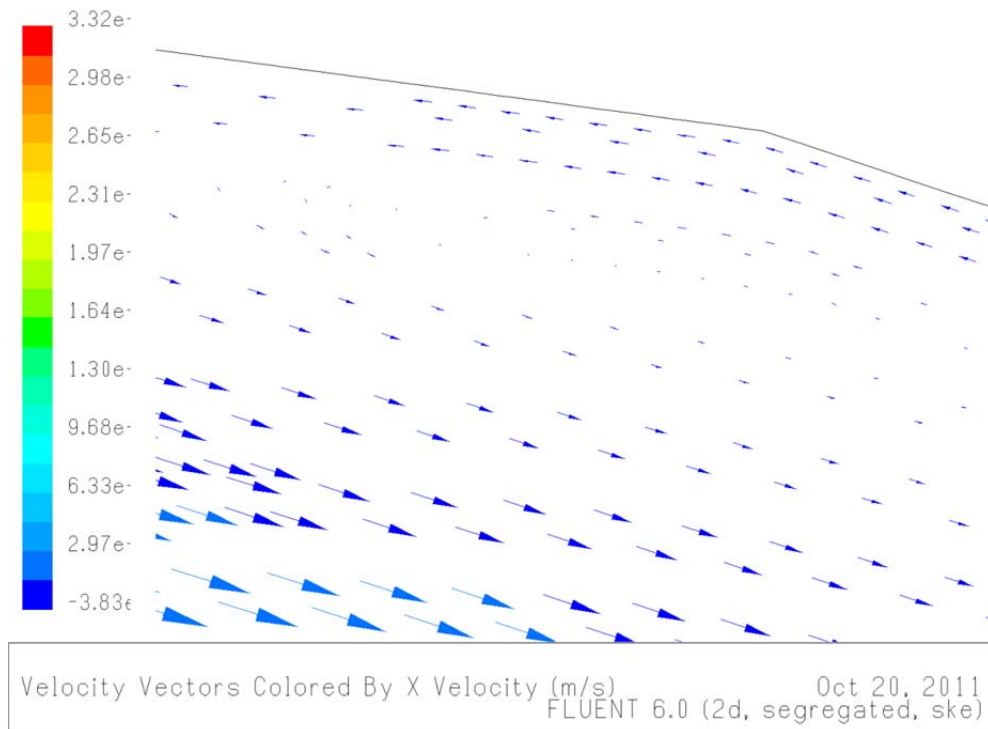


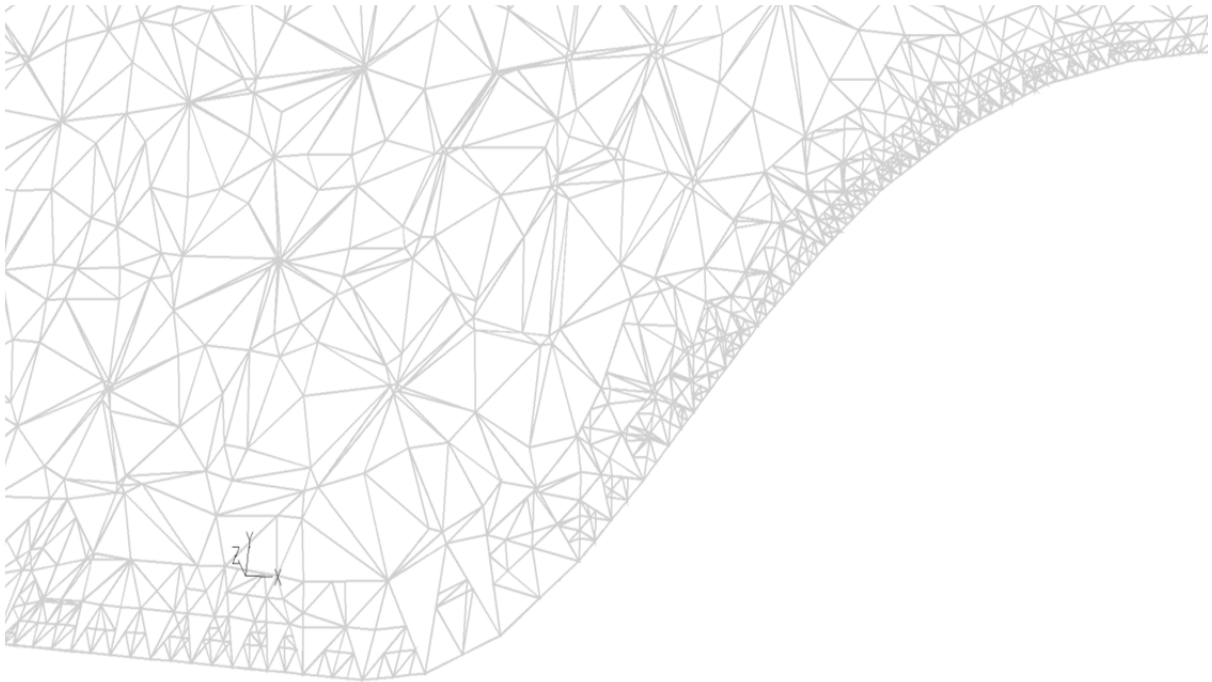
Figura 11.14. Burbuja de recirculación de la corriente a la entrada de una contracción de 3 metros de longitud.

En la Figura 11.13 se observa cómo el perfil de velocidades es más uniforme cuanto más larga es la contracción, lo cual es obvio, además del efecto que producen las paredes laterales sobre el mismo, ralentizando la corriente en sus proximidades.

Según los criterios expuestos, la longitud más idónea para la contracción es de 4 metros, ya que es la mínima medida para la cual no se produce una recirculación de la corriente. Ciertamente existiría un mejor perfil de velocidades con una contracción más larga, pero se ha de tener también en cuenta que cualquier perfil quedará uniformizado cuando la corriente atraviese la rejilla que va colocada a la entrada de la cámara de ensayos.

### 11.2. Estudio del flujo de la contracción

La contracción tiene como finalidad acelerar la corriente, uniformizarla y reducir su turbulencia para preparar al fluido para su uso en la cámara de ensayos. Por lo tanto, se ha de comprobar que el diseño de la contracción es correcto de modo que se cumplan las condiciones anteriores. Para ello, una vez mallada la contracción, se redefine para acercar el valor del coeficiente  $y^+$  en la pared a los valores aceptables, tal y como se muestra en la Figura 11.15.



*Figura 11.15. Detalle de la malla refinada del plano medio de la contracción.*

En la Figura 11.16 puede verse la distribución de presión estática, en la cual existe un gradiente favorable de presiones a lo largo de la contracción que lo que hace es acelerar la corriente. Lo importante en el diseño de una contracción es asegurarse de que no se producen desprendimientos de corriente, y ese fue el tema de estudio del apartado anterior, como puede observarse en las Figuras 11.4 a 11.6.

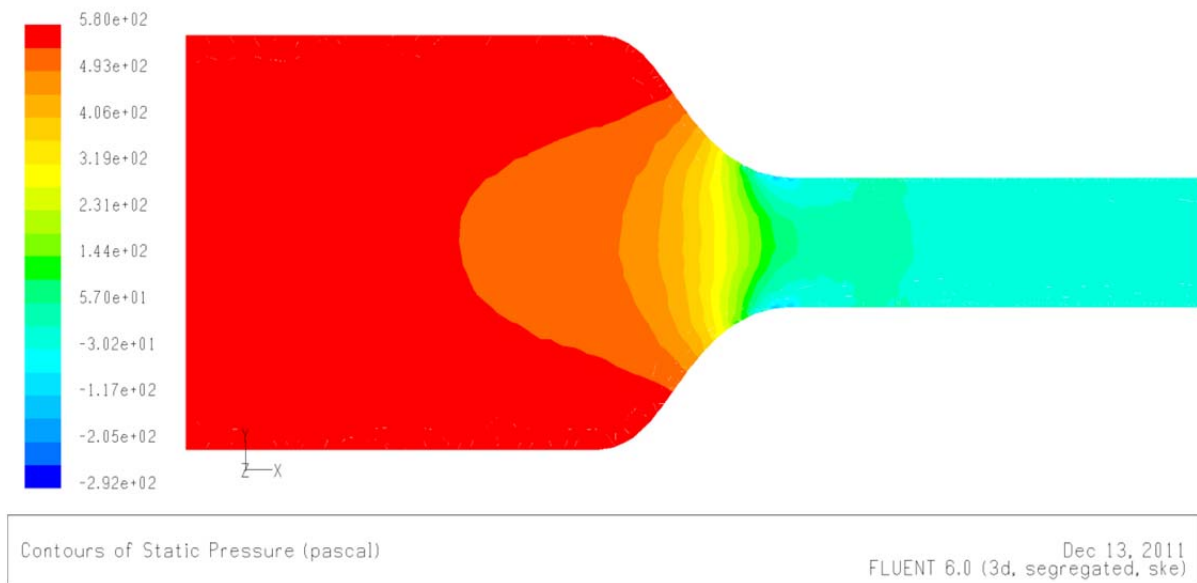


Figura 11.16. Distribución de presión estática a lo largo del plano medio de la contracción.

En la Figura 11.17 se puede apreciar que a medida que se va avanzando en la contracción, en cada sección la velocidad se va uniformizando a la vez que aumenta en magnitud.

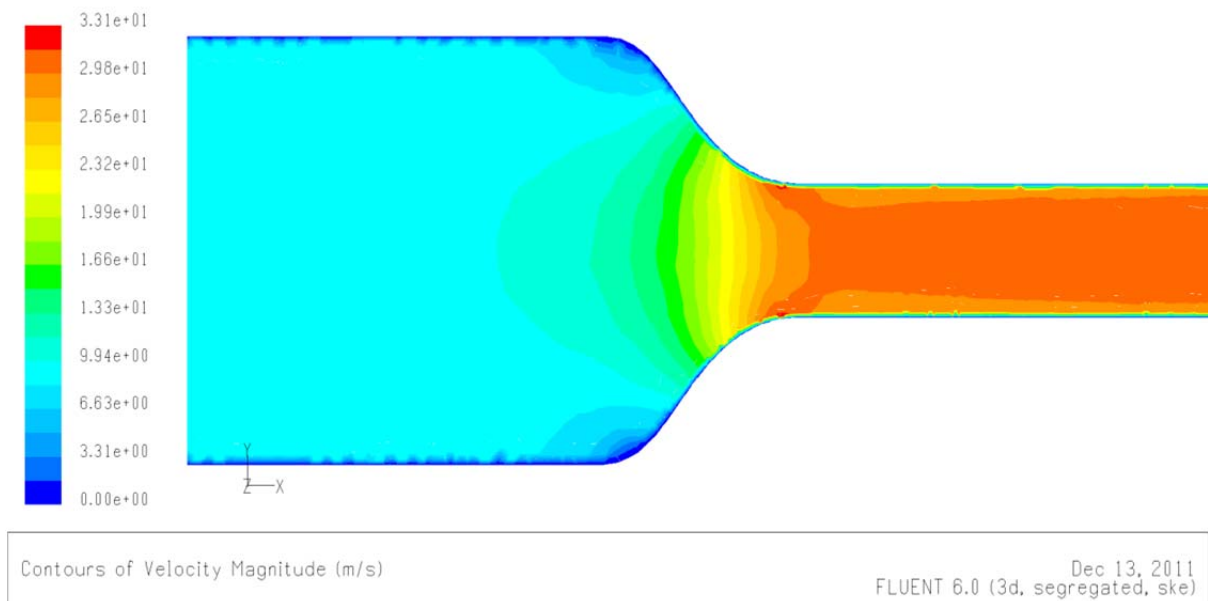


Figura 11.17. Distribución de velocidad en el plano medio de la contracción.



Finalmente, se ha analizado la velocidad con la que el flujo sale de la contracción. En la Figura 11.18 se muestra el perfil de velocidades un metro después de la salida de la contracción, siendo la velocidad media de 29,577 m/s, valor cercano a los 30 m/s de diseño. Y en la Figura 11.19 se observa cómo el perfil de velocidades se va haciendo más uniforme cada metro que pasa de la salida de la contracción.

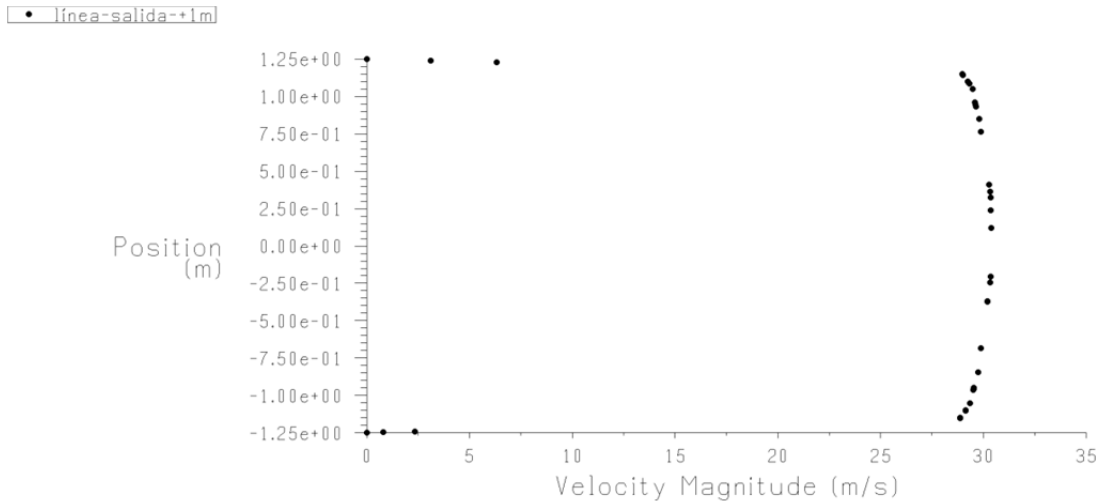


Figura 11.18. Distribución de velocidad en el plano medio de la contracción a un metro de la salida de la misma.

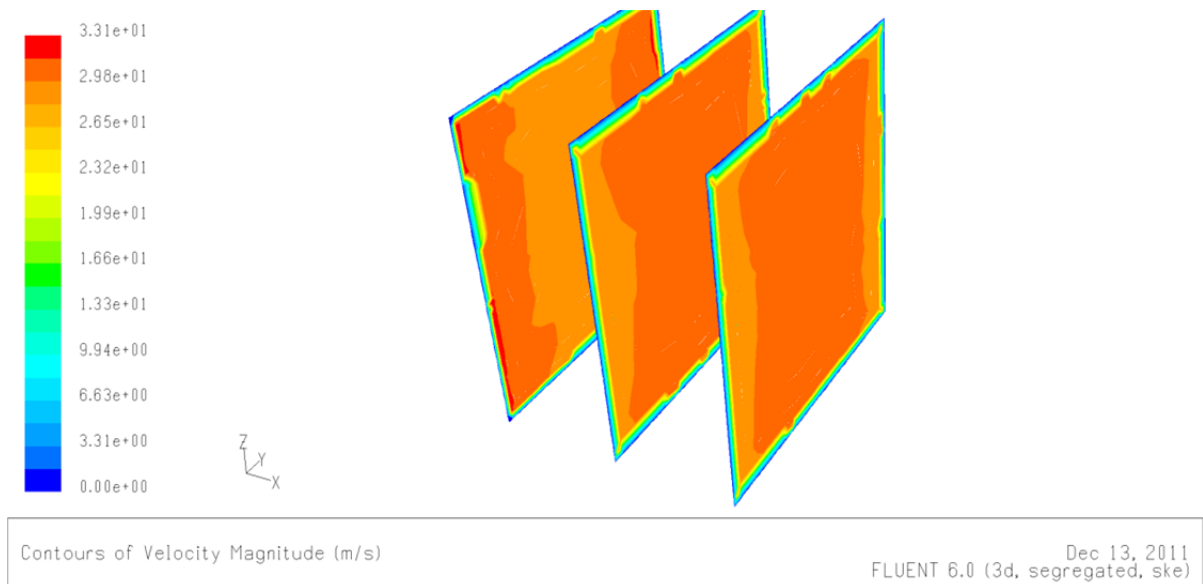


Figura 11.19. Distribución de velocidad en el plano de salida de la contracción, 1 metro después de la salida, y 2 metros después de la misma.



**Anexo 3. Estudio del  
flujo en los codos**

**12**



### 12. Anexo 3. Estudio del flujo en los codos

El análisis de los codos se realiza de forma análoga a los estudios en apartados anteriores. Con él se pretende evidenciar las mejoras que se consiguen con la instalación de elementos que deflecan la corriente (vanos).

Se ha definido un mallado que se adapta a las zonas donde hay gradientes de velocidad, y con ello a las paredes y a los vanos, que es donde se observarán fenómenos relacionados con la capa límite. Al tratarse de una geometría en 3D, en la Figura 12.1 se muestran las mallas del plano medio de ambos codos.

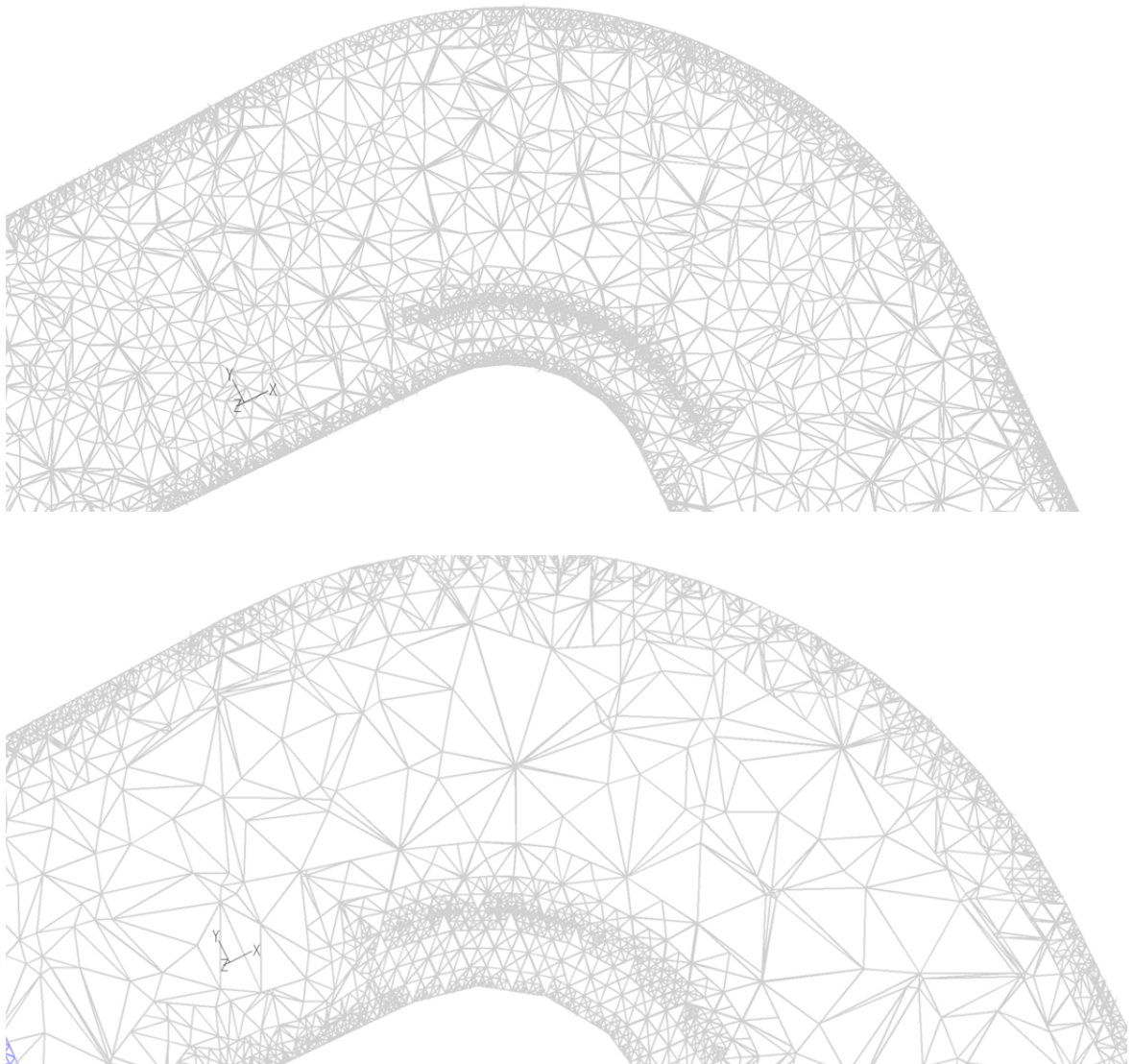
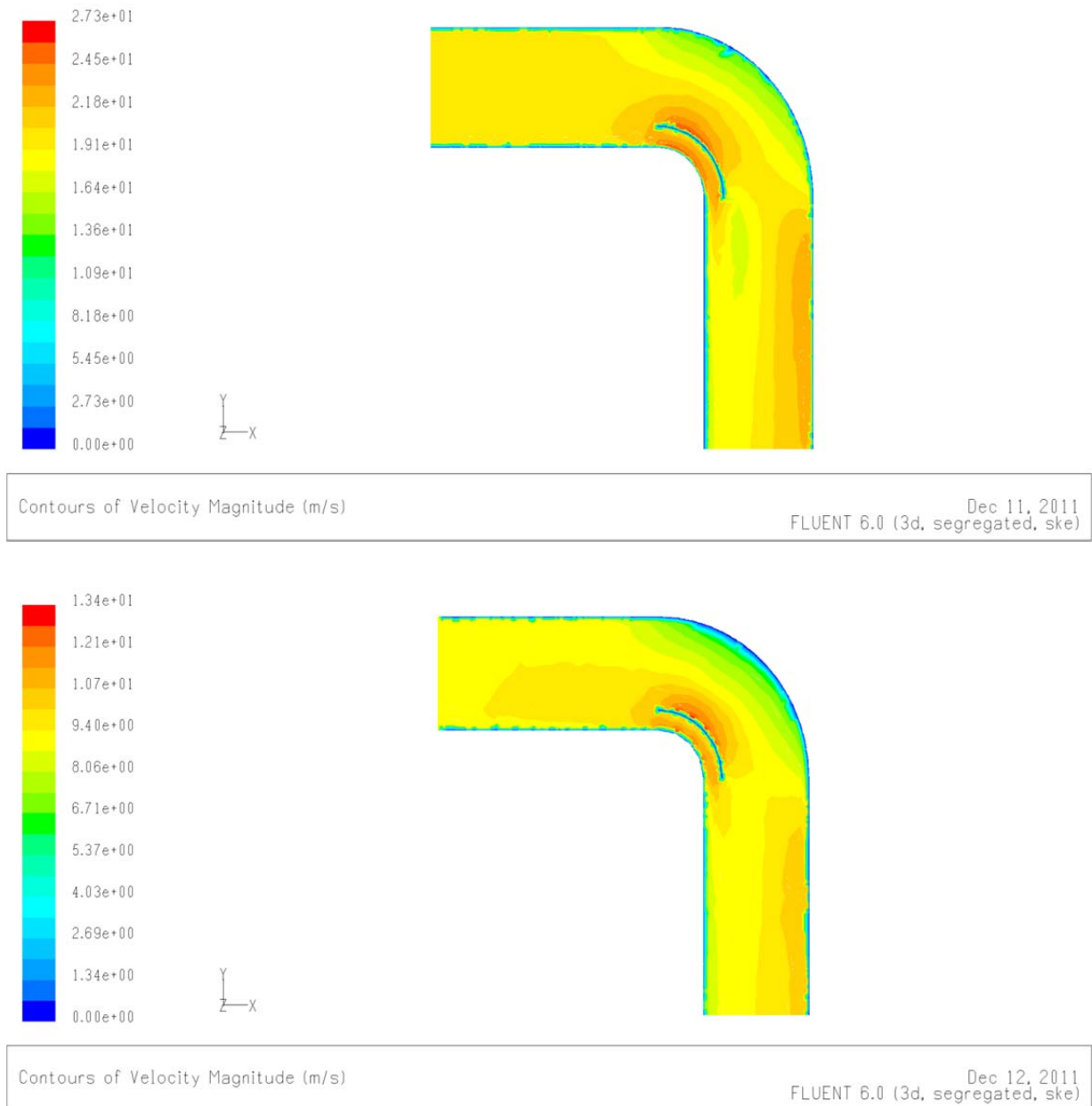
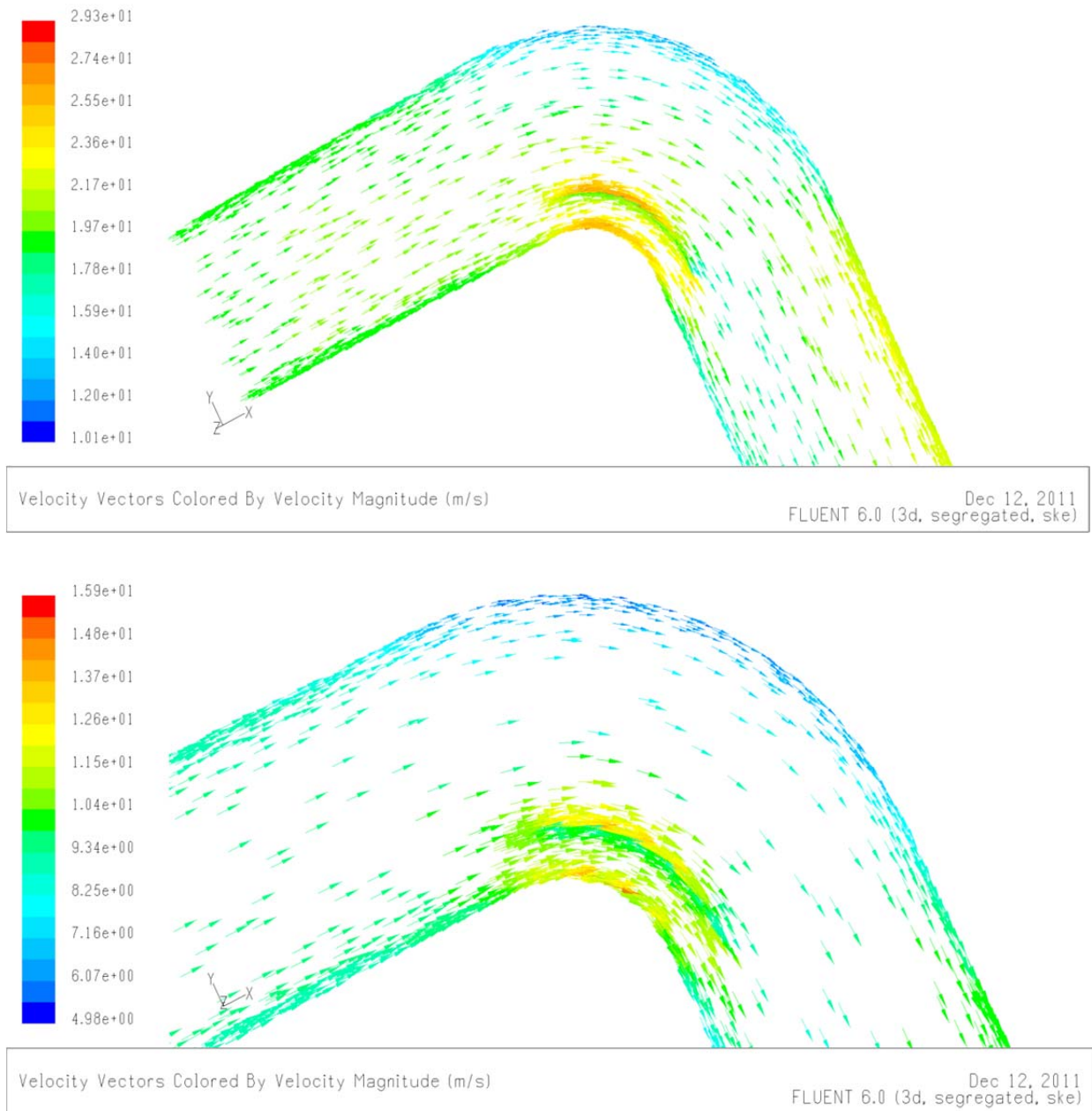


Figura 12.1. Malla del plano medio del codo 1 (arriba) y del codo 2 (abajo).

Para observar que no se desprende la corriente, y que las variaciones de velocidad son lo más pequeñas posibles, se analizará en primer lugar la distribución de velocidades a lo largo del conducto en los dos tipos de codos presentes en el túnel aerodinámico.



*Figura 12.2. Distribución de velocidades en el plano medio del codo 1 (arriba) y del codo 2 (abajo).*



*Figura 12.3. Vectores de velocidad en el plano medio del codo 1 (arriba) y del codo 2 (abajo).*

En las visualizaciones incluidas en la Figura 12.3 se observa que mediante el empleo de vanos en los codos se consigue evitar el desprendimiento de la corriente y que el perfil de velocidades es prácticamente uniforme, hecho que también queda expuesto en las Figuras 12.4 y 12.5, en donde se exponen los perfiles de velocidad a las salidas de los codos. Las velocidades medias calculadas son 19,7 m/s (codo 1) y 9,3 m/s (codo 2), muy próximas a los valores teóricos respectivos, 19,69 m/s y 9,375 m/s.

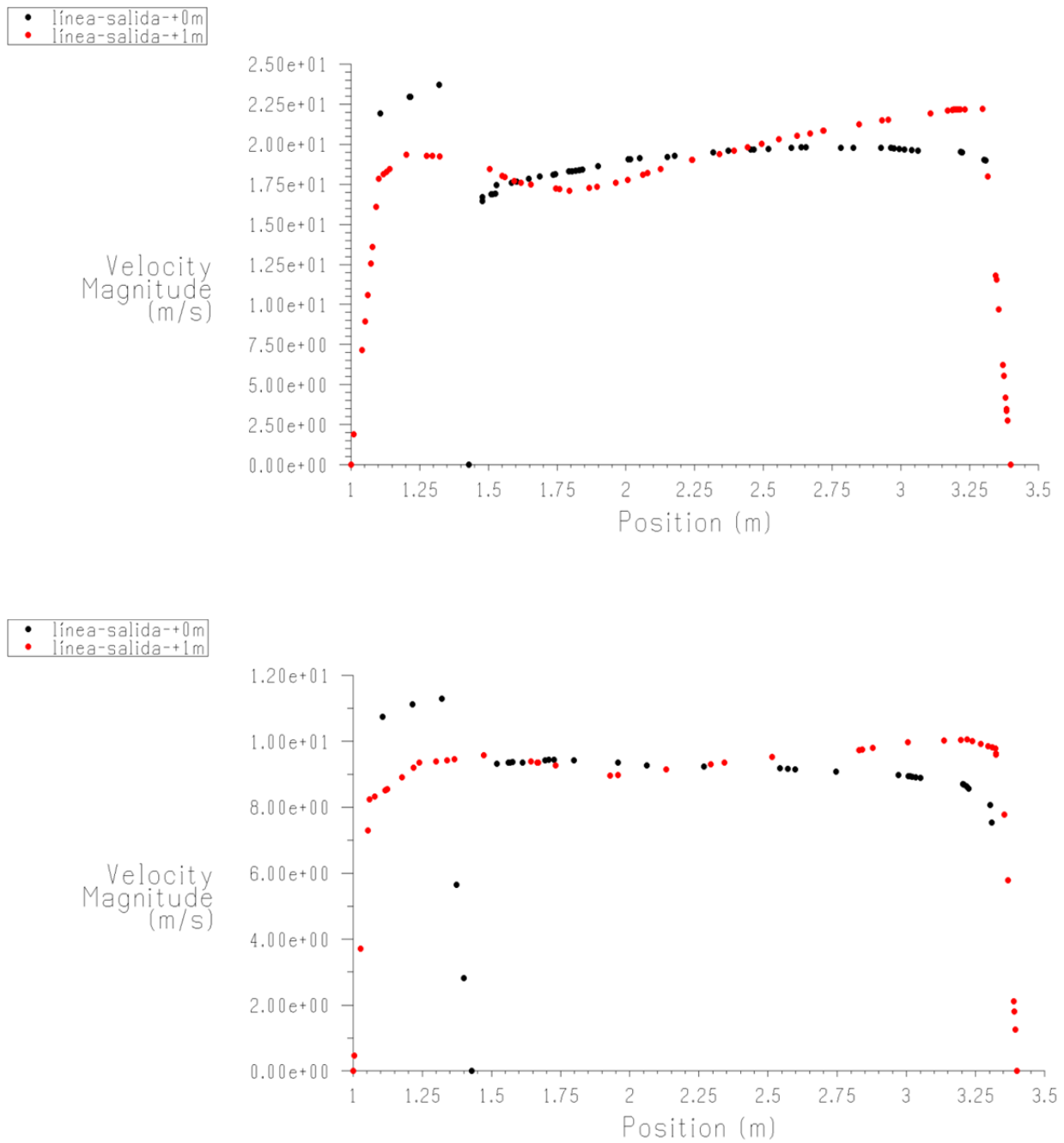
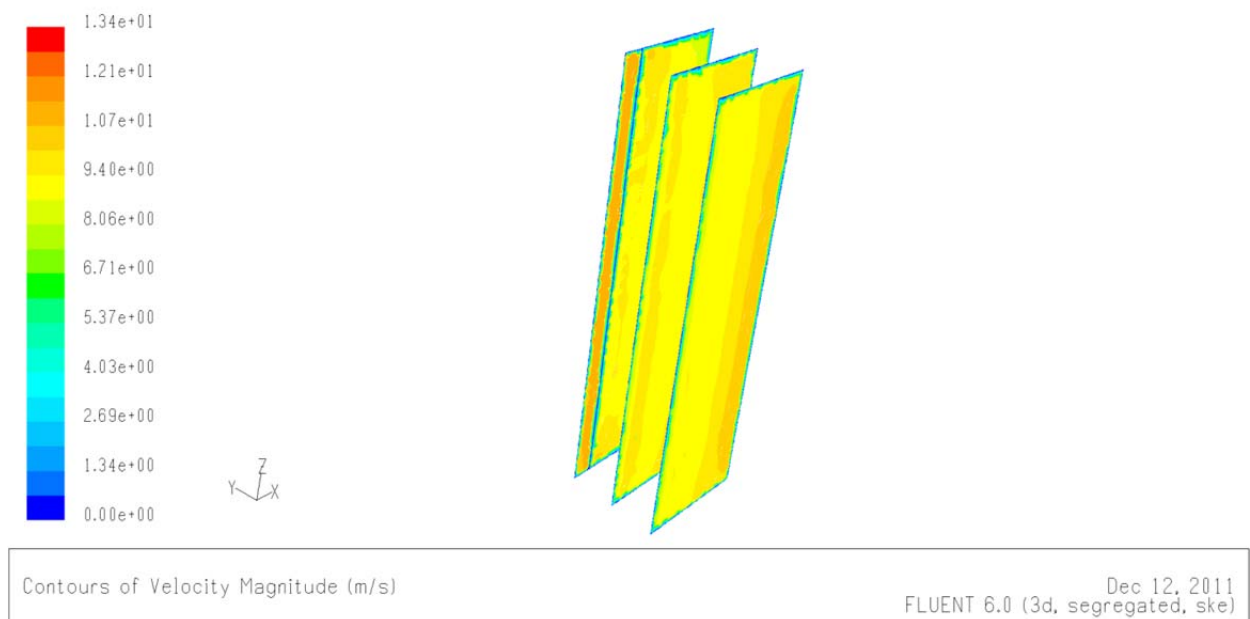
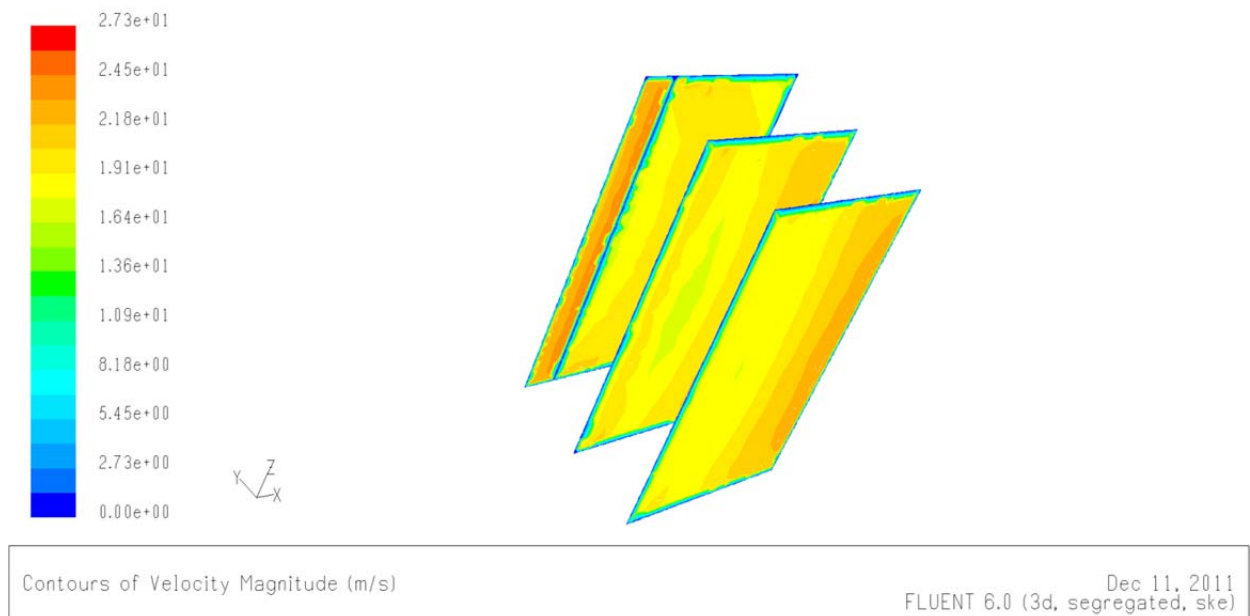


Figura 12.4. Perfil de velocidad en el plano medio a la salida del codo y 1 metro después de ésta, para el codo 1 (arriba) y el codo 2 (abajo).





*Figura 12.5. Perfil de velocidad en el plano de salida del codo, 1 metro y 2 metros tras la salida del mismo, para el codo 1 (arriba) y el codo 2 (abajo).*



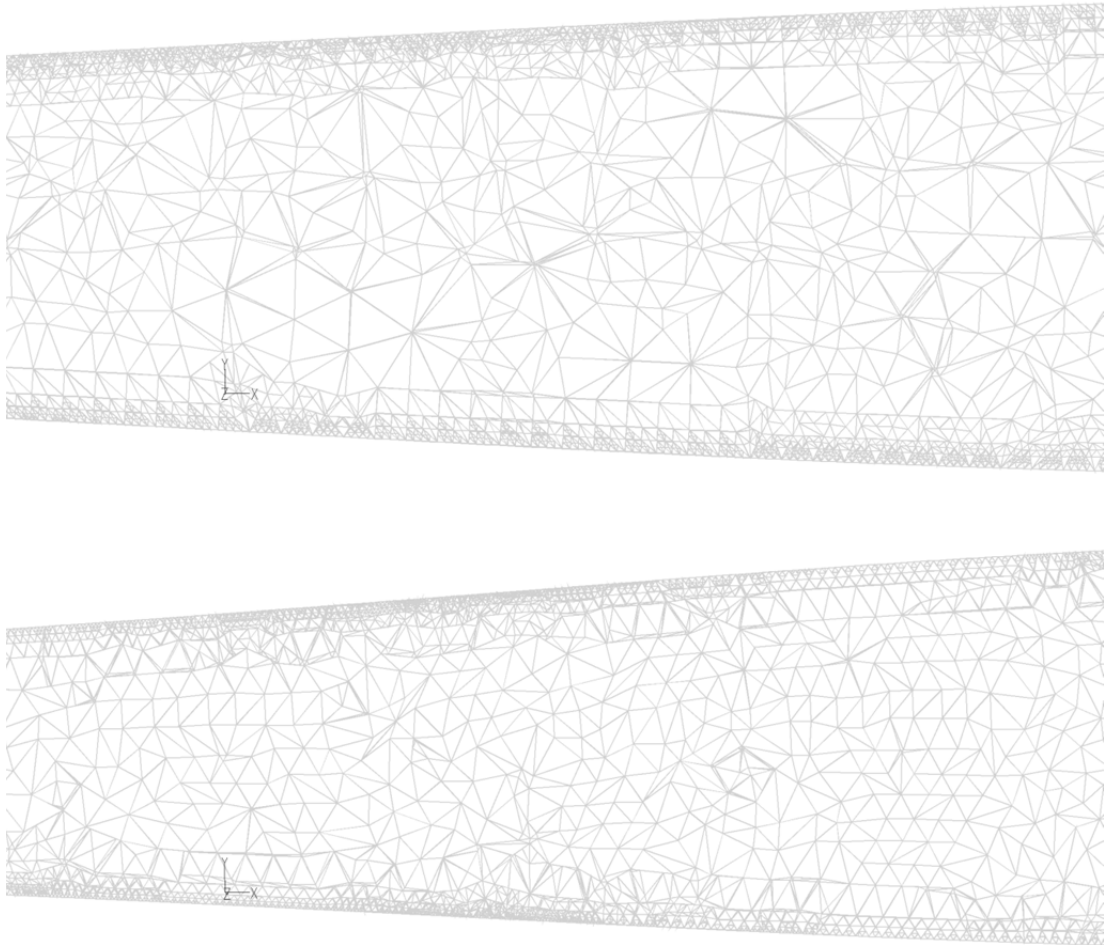
**Anexo 4. Estudio del  
flujo en el difusor**

**13**



### 13. Anexo 4. Estudio del flujo en el difusor

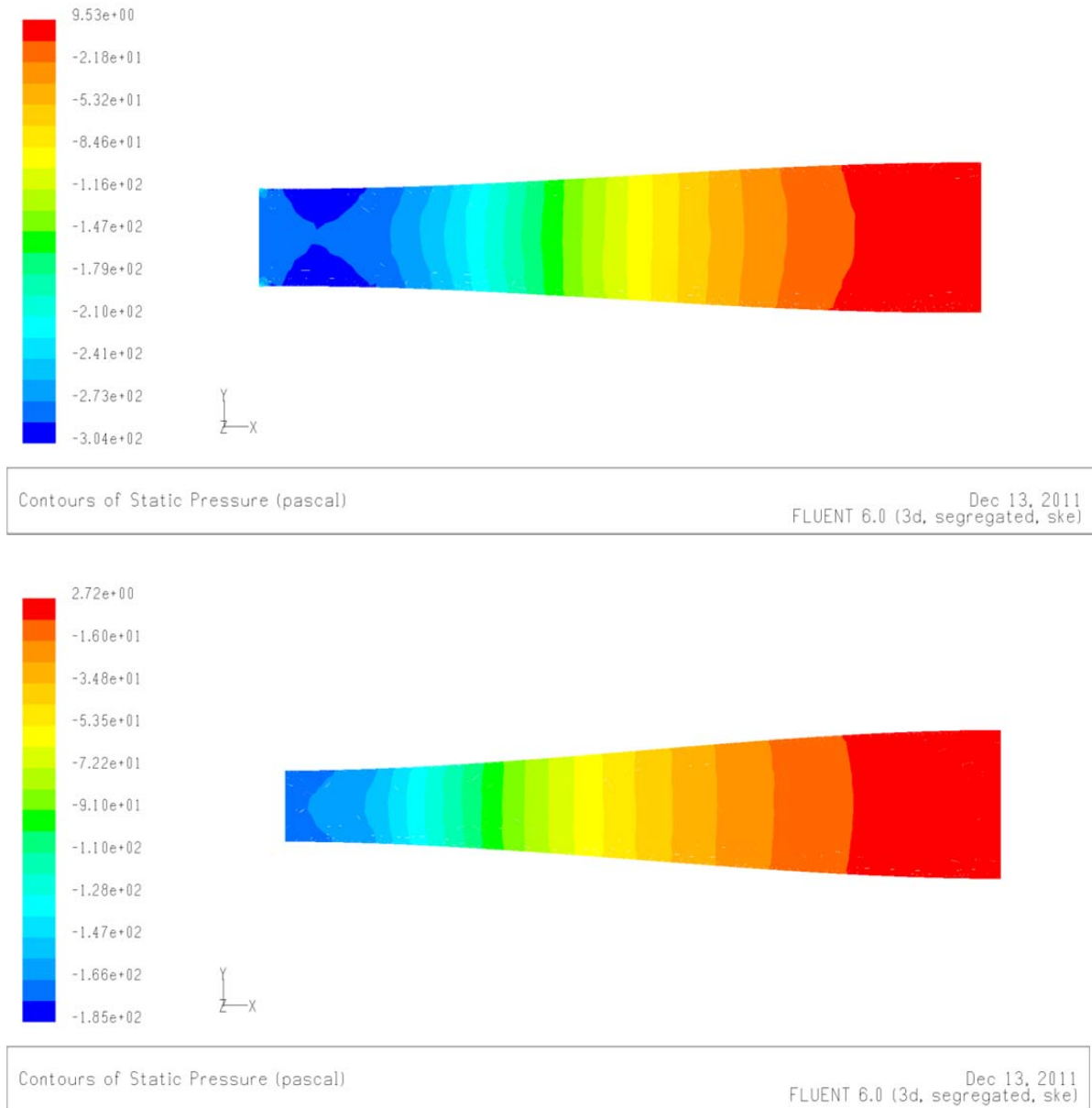
Un difusor es el elemento posterior a la cámara de ensayos. Con él se busca decelerar la corriente, buscando recuperar presión estática minimizando las pérdidas y la potencia requerida. Cambia energía cinética por energía de presión, mediante un intercambio de presión dinámica por presión estática.



*Figura 13.1. Mallado redefinido del plano medio del difusor superior (arriba) y del difusor inferior (abajo).*

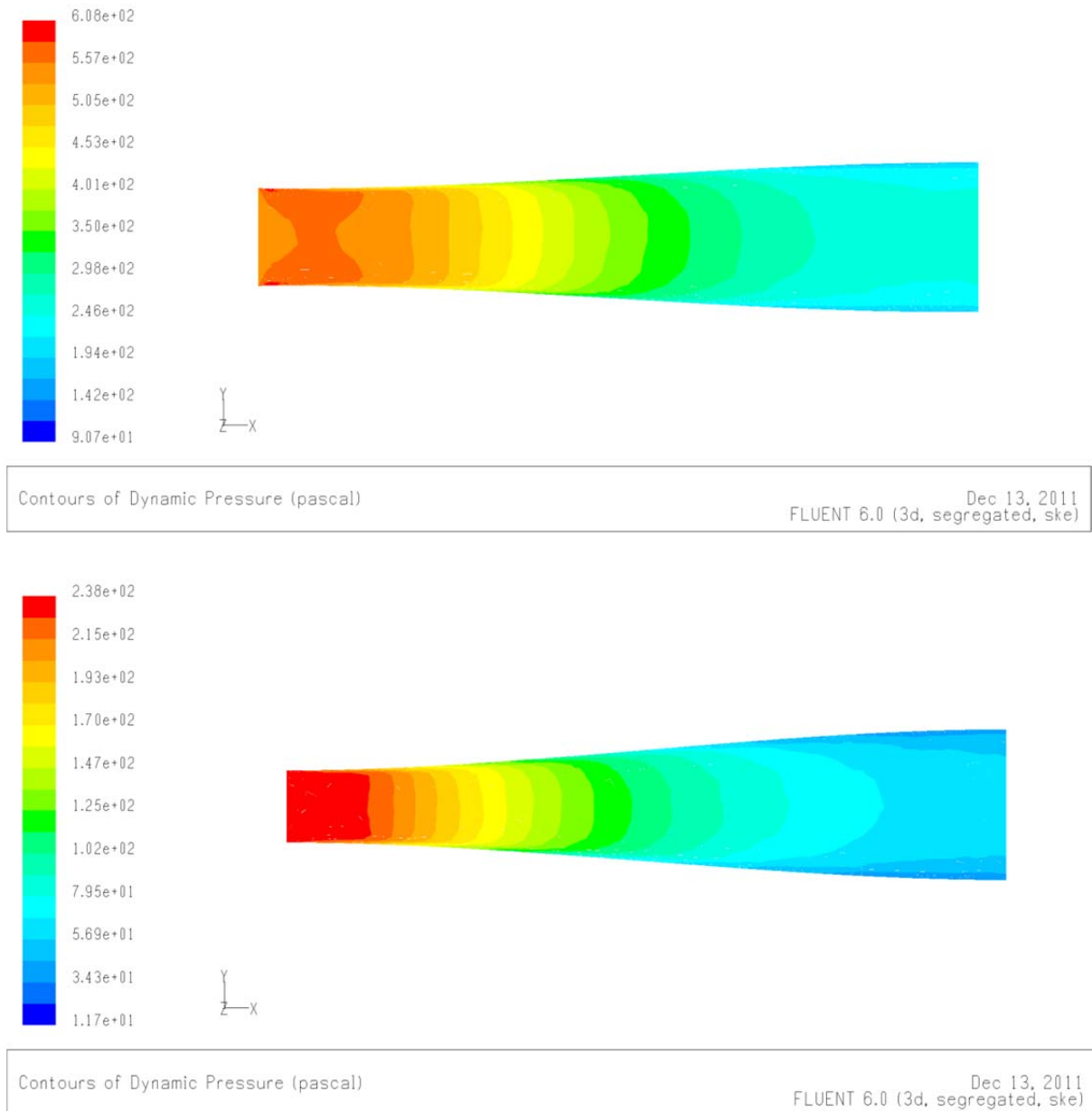
Un difusor es un elemento muy sensible a los errores de diseño. Ante todo se ha de evitar que se produzcan desprendimientos de capa límite, ya que en caso de producirse éstos se provoca un aumento de las pérdidas de presión. Y más aún, en caso de ser intermitentes estos desprendimientos, podrían producirse vibraciones que puedan resultar dañinas para la estructura del túnel.

Por lo tanto, hay que comprobar que no tengan lugar los problemas anteriores en los difusores del túnel aerodinámico objeto de este proyecto. En la Figura 13.1 se muestra la malla redefinida para los dos difusores.



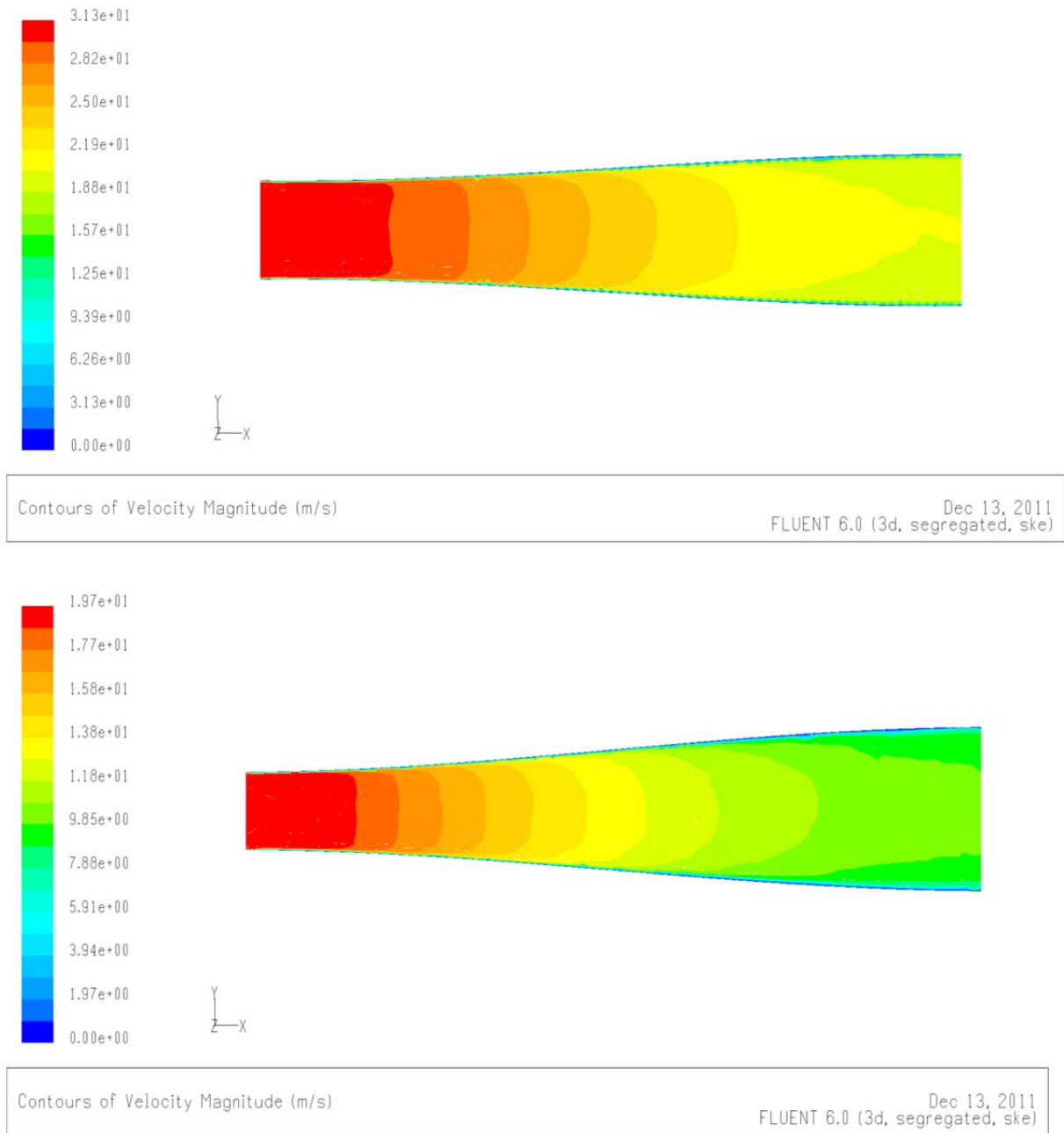
*Figura 13.2. Distribución de presión estática en el plano medio del difusor superior (arriba) y del difusor inferior (abajo).*

En la Figura 13.2 se confirma que se produce el aumento de presión estática en los difusores, y en la Figura 13.3 la caída de la presión dinámica como resultado de la deceleración de la corriente. No se aprecian picos o aumentos bruscos de la presión que pudieran desembocar en un desprendimiento de la capa límite.



*Figura 13.3. Distribución de presión dinámica en el plano medio del difusor superior (arriba) y del difusor inferior (abajo).*

La corriente no llega a desprenderse, pero la capa límite presenta inevitablemente un aumento en el grosor de su espesor, tal y como se muestra en la Figura 13.4.



*Figura 13.4. Distribución de velocidad en el plano medio del difusor superior (arriba) y del difusor inferior (abajo).*



Por último, se comprueba que la velocidad media a la salida de los difusores es la esperada según los cálculos teóricos. Las velocidades en plano medio y a 1 metro de la salida son de 9,5 m/s y 20,25 m/s para el difusor inferior y superior respectivamente, valores que se aproximan a los teóricos 9,375 m/s y 19,69 m/s. En la Figura 13.5 se muestra el perfil de velocidad a la salida de ambos difusores, y en la Figura 13.6 el perfil de velocidades en el plano de salida.

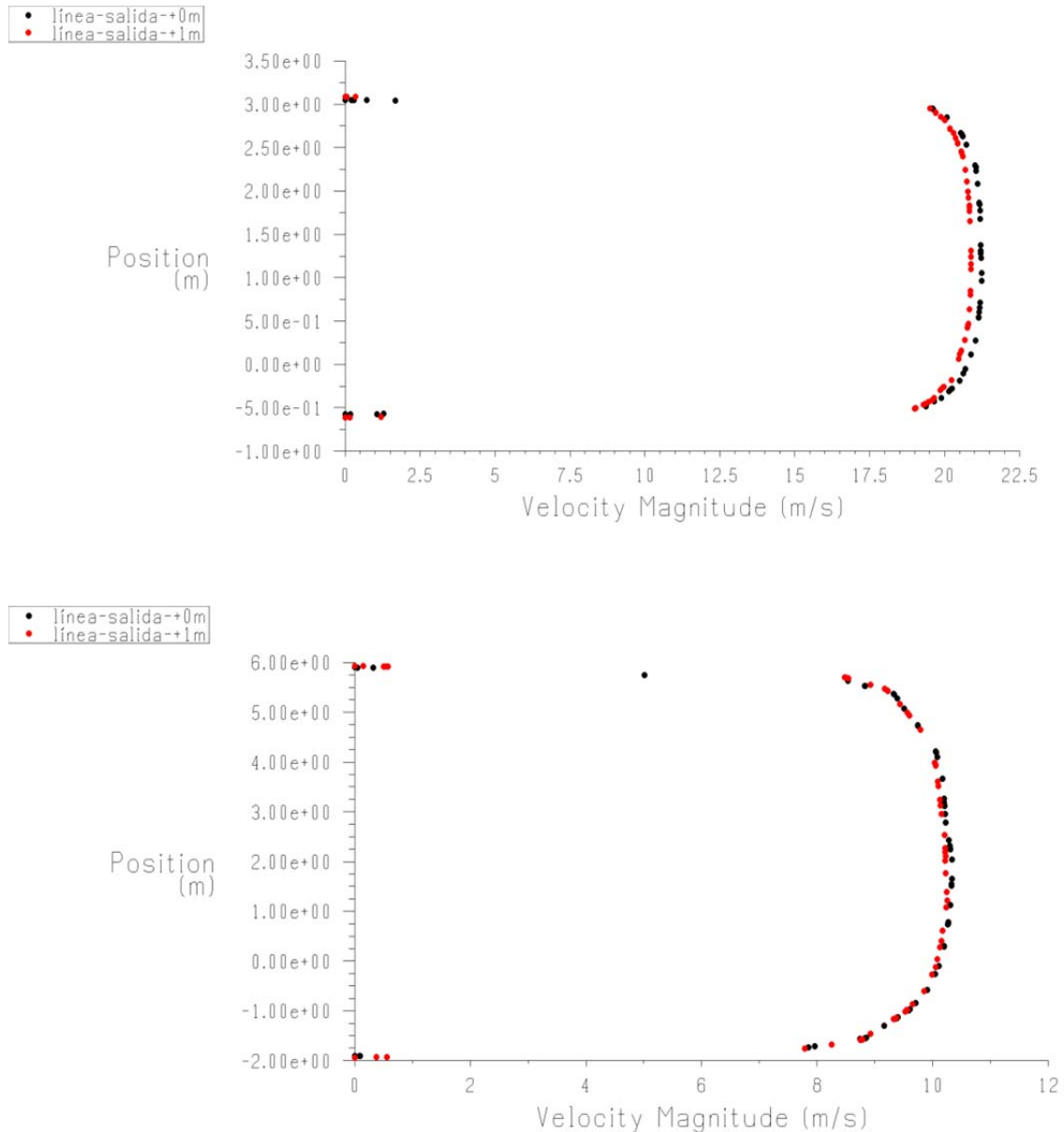
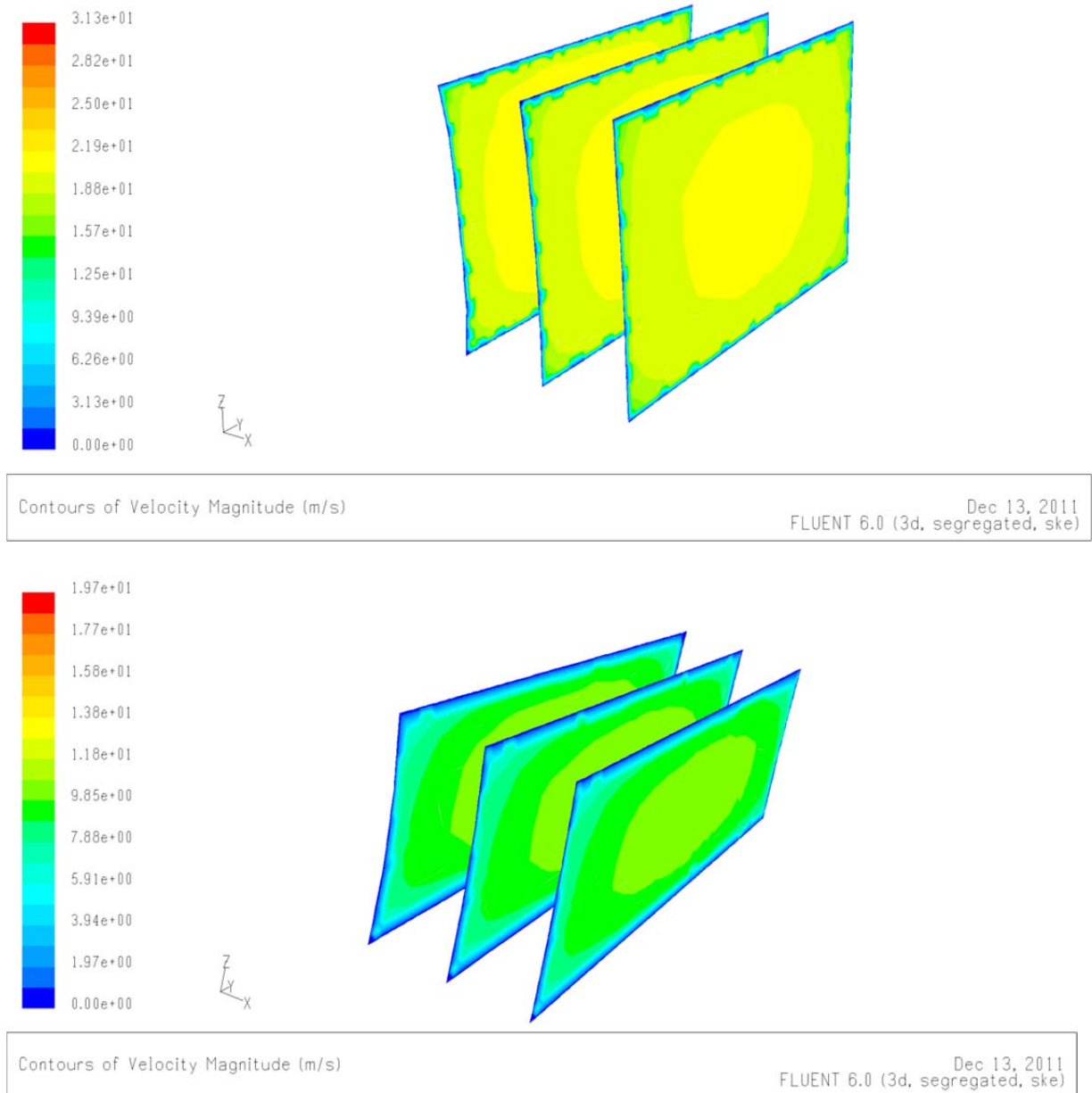


Figura 13.5. Distribución de velocidad en el plano medio a la salida y 1 metro después de la misma del difusor superior (arriba) y del difusor inferior (abajo).



*Figura 13.6. Distribución de velocidad en el plano de salida, 1 metro y 2 metros posterior al anterior del difusor superior (arriba) y del difusor inferior (abajo).*

**Anexo 5. Cálculo de  
pérdidas de carga**

**14**



#### 14. Anexo 5. Cálculo de pérdidas de carga

##### 14.1. Definición del método<sup>23</sup>

En cada sistema fluido, al igual que en las diferentes secciones que lo componen, hay una parte de la presión que irremediablemente se pierde para poder vencer las fuerzas de resistencia hidráulicas. La viscosidad turbulenta y molecular del medio en movimiento convierte el trabajo mecánico de dichas fuerzas de resistencia en calor. Por lo tanto, la energía total del flujo a través de un conducto (incluida la energía térmica) se mantiene constante si no hay transferencia de calor a través de las paredes.

Sin embargo, en el caso que nos ocupa, el estado del flujo sufre un cambio debido a la caída de presión. La temperatura se mantiene constante si la velocidad también lo es. Esto puede ser atribuido a que el trabajo de expansión debido a la caída de presión se convierte totalmente en trabajo para vencer las fuerzas de resistencia, y el calor generado por este trabajo se compensa con la refrigeración inducida por la expansión del fluido.

De la misma manera, la energía cinética o térmica adquirida por un flujo que es objeto del trabajo realizado por un compresor, ventilador, etc., se pierde durante la descarga del mismo al exterior o a distintos depósitos.

Cabe destacar dos tipos de pérdidas de presión total que se pueden dar en un conducto:

- Una de ellas se debe a la fricción ( $\Delta p_{fr}$ ) causada por la viscosidad tanto molecular como turbulenta de fluidos en movimiento (capas adyacentes del flujo moviéndose a velocidades diferentes).
- Y la otra se debe a fenómenos propios de cada sección que se identifican como pérdidas locales de presión ( $\Delta p_{loc}$ ). Estos fenómenos pueden ser perturbaciones locales del flujo, separación de éste de las paredes y formación de torbellinos, y fuertes turbulencias debidos a cambios de sección o aparición de obstáculos en el conducto.

Siempre va a haber pérdidas de presión total en cualquier elemento de un túnel aerodinámico y de éstas depende en gran medida la planta de potencia utilizada. Por ello, para facilitar el cálculo de las pérdidas se divide el túnel en las diferentes secciones que lo componen (conductos rectos, codos, difusores, contracción, cámara de ensayos y planta de potencia) y se considera que en cada una de ellas va a existir una pérdida de presión debido a la fricción y otra de carácter local.

Así, mediante el uso del principio de superposición se pueden conocer las pérdidas de presión totales en cada parte del túnel:

$$\Delta p_{to} = \Delta p_{fr} + \Delta p_{loc} , \quad (14.1)$$

siendo  $\Delta p_{fr}$  las pérdidas de presión por fricción,  $\Delta p_{loc}$  las pérdidas de presión locales y  $\Delta p_{to}$  la pérdida de presión total.

De hecho, el valor de  $\Delta p_{fr}$  sólo debería tenerse en cuenta en los casos en que hubiese accesorios de gran longitud, elementos como difusores con determinados ángulos de divergencia, y cuando el valor sea relativamente grande en comparación con  $\Delta p_{loc}$ .

Para los cálculos se usan coeficientes adimensionales de resistencia fluida, los cuales tienen el mismo valor en flujos dinámicamente similares, es decir, flujos sobre conductos y secciones iguales geométricamente y con el mismo número de Mach.

El coeficiente de resistencia fluida se define como el cociente entre la energía total que se pierde en el segmento dado y la energía cinética en dicha sección, o como la presión total perdida entre la presión dinámica. La expresión (14.2) se utiliza para el caso en que la densidad permanece constante a lo largo del flujo:

$$\zeta \equiv \frac{\Delta p_{to}}{\rho v_0^2 / 2} , \quad (14.2)$$

siendo  $\rho$  la densidad,  $v_0$  la velocidad a la entrada del segmento o de referencia y  $\zeta$  el coeficiente de resistencia.

El valor de  $\zeta$  depende de la velocidad, y a su vez de la sección a través de la cual pasa el fluido. Como caso general, se puede calcular el valor del coeficiente de resistencia para otra sección, usando la expresión (14.3) y (14.4), siempre considerando un flujo de densidad constante:

$$\zeta_{0i} \equiv \frac{\Delta p_{to}}{\rho v_0^2 / 2} = \zeta_i \left( \frac{v_i}{v_0} \right)^2, \quad (14.3)$$

$$\zeta_{0i} \equiv \zeta_i \left( \frac{A_0}{A_i} \right)^2, \quad (14.4)$$

siendo  $v_0$  la velocidad de referencia (normalmente la velocidad requerida en la cámara de ensayos),  $\zeta_{0i}$  el coeficiente en la sección  $i$  para la velocidad de referencia  $v_0$ ,  $\zeta_i$  el coeficiente de resistencia de la sección  $i$  para la velocidad  $v_i$ ,  $v_i$  la velocidad de entrada en la sección en la que se desea conocer el coeficiente,  $A_i$  el área de la sección en la que se desea conocer el coeficiente y  $A_0$  el área de la sección de referencia.

Por lo tanto, la resistencia fluida general que ofrece cualquier elemento del túnel puede definirse según las expresiones (14.1) y (14.5):

$$\Delta p_{to} = (\zeta_{loc} + \zeta_{fr}) \frac{\rho v^2}{2} = \zeta_{to} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (14.5)$$

siendo  $\zeta_{loc}$  el coeficiente de resistencia por fenómenos locales,  $\zeta_{fr}$  el coeficiente de resistencia por fricción y  $\zeta_{to}$  el coeficiente de resistencia total.

Por un lado, el coeficiente de pérdida por fricción se puede definir según la expresión (14.6).

$$\zeta_{fr} = \frac{\lambda \cdot l}{D_h}, \quad (14.6)$$

siendo  $D_h$  el diámetro hidráulico de la sección, definido como el cociente entre cuatro veces el área por el perímetro de la misma ( $4A/\pi$ ),  $\lambda$  el factor de pérdida de carga por fricción de la unidad de longitud relativa del tramo, y  $l$  la longitud de la sección.

Tanto  $\lambda$  como  $\zeta_{fr}$  están en función del número de Reynolds y de la rugosidad de las paredes del túnel, para un flujo incompresible y un valor constante de  $l/D_h$ . La rugosidad depende del material con que el túnel esté construido, en este caso contrachapado finlandés y cristal. Ambos materiales pueden considerarse, a efectos analíticos, prácticamente lisos<sup>24</sup>. Por lo tanto,  $\lambda$  se define según la expresión (14.7), correspondiente a flujos de regímenes turbulentos por conductos de sección circular:

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \log Re - 1,64)^2}. \quad (14.7)$$

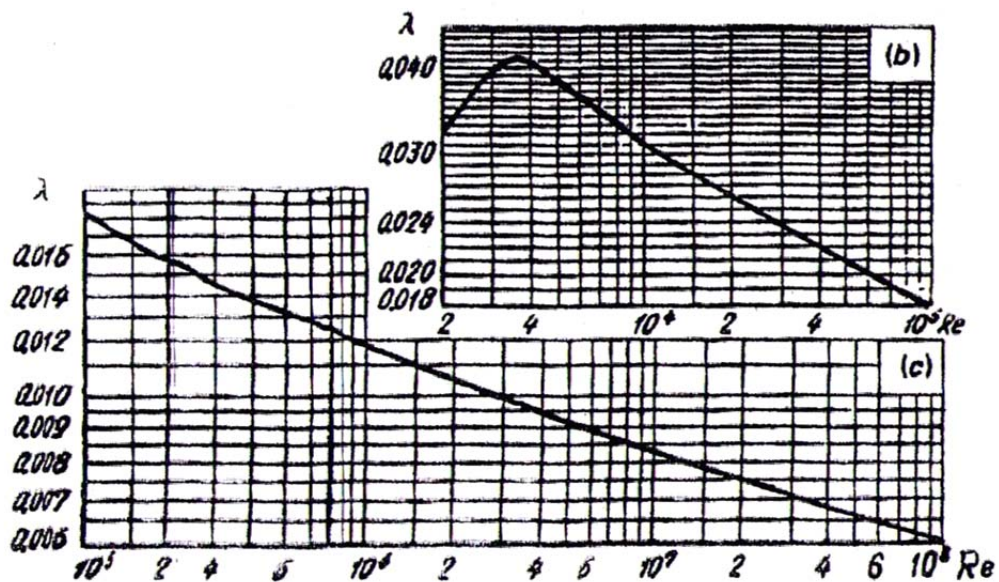


Figura 14.1. Gráfica de los valores de  $\lambda$  para distintos Reynolds<sup>23</sup>.

Sin embargo, es necesaria una pequeña corrección para conductos de secciones no circulares (rectangulares en este caso), tal y como se muestran en la Figura 14.2 y en la expresión (14.8):

$$\lambda_{rect} = k_{rect} \cdot \lambda. \quad (14.8)$$

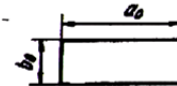


Laminar regime ( $Re < 2000$ , curve 1)

$\frac{b_0}{a_0}$	0	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
$k_{\text{non-c}} = k_{\text{rec}}$	1.50	1.34	1.20	1.02	0.94	0.90	0.89

Turbulent regime ( $Re > 2000$ , curve 2)							
$k_{\text{non-c}} = k_{\text{rec}}$	1.10	1.08	1.06	1.04	1.02	1.01	1.0

Figura 14.2. Valores y gráfica del factor de corrección de  $\lambda$  para secciones rectangulares<sup>23</sup>.

Por otro lado, el coeficiente de resistencia local es función principalmente de los parámetros geométricos del elemento del túnel y de algunos otros factores, como son:

- La distribución de velocidad y el grado de turbulencia a la entrada del elemento.
- El número de Reynolds.
- El número de Mach.

El principio de superposición no sólo se utiliza para calcular las pérdidas de los distintos elementos del túnel aerodinámico, sino también para calcular la pérdida global de carga de todo el túnel. Es decir, la suma de las pérdidas de cada una de las partes del túnel da como resultado la pérdida de carga global del mismo (teniendo

en cuenta la interferencia que puede producir cualquier elemento del túnel en el resto).

Existen principalmente dos métodos para calcular la pérdida de carga global a través del principio de superposición:

- Sumar las pérdidas de presión total de los diferentes elementos, calculadas cada una de ellas para el caudal propio de cada sección.
- Sumar los coeficientes de resistencia de las diferentes partes, los cuales han sido previamente normalizados a una velocidad de referencia, de manera que la resistencia total del túnel queda expresada a través del coeficiente de resistencia total.

Sin embargo, hay que tener en cuenta una serie de consideraciones. En el primer método, en el caso de que haya una gran diferencia de densidad entre las diferentes secciones, los valores de las pérdidas de presión total dependen de los gastos volumétricos de las secciones ( $i$ ) para las cuales fueron calculados. Por lo tanto, dichas pérdidas sólo deben ser sumadas si previamente han sido normalizadas con un gasto volumétrico de referencia (normalmente el gasto de la cámara de ensayos  $Q_0$ ), como se muestra en la expresión (14.9).

$$\begin{aligned}
 \Delta p_{global} &= \sum_{i=1}^n \frac{\Delta N_i}{Q_0} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta N_i}{Q_i} \frac{Q_i}{Q_0} \\
 &= \sum_{i=1}^n \Delta p_i \frac{\rho_0}{\rho_i} \\
 &= \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{\rho_i v_i^2}{2} \frac{\rho_0}{\rho_i} \\
 &= \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{\rho_0 v_i^2}{2},
 \end{aligned} \tag{14.9}$$

siendo  $N_i$  y  $Q_i$  la potencia y el gasto volumétrico en cada elemento.

El coeficiente global de resistencia de un sistema, según el segundo método, queda determinado como se muestra en la expresión (14.10). Y en la expresión (14.11) está reflejado el global de las pérdidas de presión total en un sistema.

$$\begin{aligned}\zeta_{0,sist} &= \frac{\Delta p_{sist}}{\rho_0 v_0^2 / 2} = \sum_{i=1}^n \zeta_{\phi i} \\ &= \sum_{i=1}^n \frac{\Delta p_i}{\rho_0 v_0^2 / 2} \\ &= \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{\rho_0}{\rho_i} \left( \frac{A_0}{A_i} \right)^2 ,\end{aligned}\tag{14.10}$$

$$\begin{aligned}\Delta p_{sist} &= \zeta_{0,sist} \frac{\rho_0 v_0^2}{2} = \sum_{i=1}^n \zeta_{\phi i} \frac{\rho_0 v_0^2}{2} \\ &= \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{\rho_0}{\rho_i} \left( \frac{A_0}{A_i} \right)^2 \frac{\rho_0 v_0^2}{2} \\ &= \sum_{i=1}^n \zeta_i \frac{\rho_0}{\rho_i} \left( \frac{A_0}{A_i} \right)^2 \frac{\rho_0}{2} \left( \frac{Q_0}{A_i} \right)^2 .\end{aligned}\tag{14.11}$$

En los apartados siguientes se calculan las pérdidas de carga de las diferentes partes de túnel mediante el segundo método, usando la velocidad del flujo en la cámara de ensayos y su área como referencia.

#### 14.2. Pérdidas de carga en la cámara de ensayos

Las pérdidas de carga a lo largo de un conducto recto de sección constante se deben a la fricción y se calculan mediante la ecuación de Darcy-Weisbach, expresión (14.12):

$$\Delta p_{fr} = \lambda \frac{l}{D_h} \frac{\rho v_0^2}{2} .\tag{14.12}$$

En el caso de un flujo turbulento a altos valores del número de Reynolds, expresión (14.13), la velocidad cambia según lo hace el espesor de la capa límite. Por lo tanto, cuando se utiliza el diámetro hidráulico como parámetro geométrico, la ley de pérdida en conductos permanece constante, para cualquier tipo de sección:

$$Re = \frac{v_0 D_h}{\nu}. \quad (14.13)$$

Cuando el número de Reynolds aumenta, las fuerzas de inercia, que son proporcionales al cuadrado de la velocidad, comienzan a dominar la dinámica del fluido. Entonces se inicia el movimiento turbulento, caracterizado por el desarrollo de componentes transversales de velocidad que incrementan la agitación del fluido. Todo esto causa un aumento de las pérdidas en flujos turbulentos, en comparación con el flujo laminar.

Cuando la superficie de la pared es rugosa, se produce la separación de flujos, y el coeficiente de resistencia ya no es únicamente función del Reynolds, sino también de la rugosidad relativa cuya fórmula es la expresión (14.14).

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h}. \quad (14.14)$$

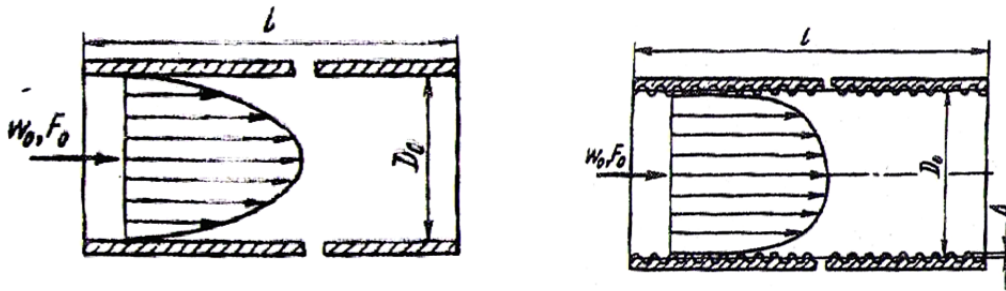


Figura 14.3. Gráficas con parámetros de conductos liso y rugoso<sup>23</sup>.

Dependiendo de la rugosidad de la pared, el valor de  $\lambda$  será distinto, siendo mayor cuanto más rugosidad haya, lo que supone un incremento de las pérdidas de carga. Sin embargo, en paredes de rugosidad constante puede ocurrir que si esa rugosidad no supera un valor límite se puede considerar a esa pared hidráulicamente lisa. Ese valor límite se calcula según la expresión (14.15), para valores del número de Reynolds superiores a  $10^5$ .

$$\bar{\Delta}_{lim} = 17,85 \cdot Re^{-0,875}. \quad (14.15)$$

Si la rugosidad no supera ese valor límite, el valor del coeficiente de rugosidad  $\lambda$  se ha de calcular según la expresión (14.7). Sin embargo, si la rugosidad sí que es superior a la límite,  $\lambda$  se calcula según la siguiente expresión:

$$\lambda = \frac{1}{[a_1 + b_1 \log(\text{Re}\sqrt{\lambda}) + c_1 \log \bar{\Delta}]^2} \quad (14.16)$$

siendo  $a_1$ ,  $b_1$  y  $c_1$  unos coeficientes cuyos valores están reflejados en la siguiente tabla, dependiendo del valor de  $\lambda$  obtenido a través de la gráfica de la Figura 14.4.

$\bar{\Delta}\text{Re}\sqrt{\lambda}$	$a_1$	$b_1$	$c_1$
3.6–10	–0.800	2.000	0
10–20	0.068	1.130	–0.870
20–40	1.538	0.000	–2.000
40–20	2.471	–0.588	–2.588
>191.2	1.138	0	–2.000

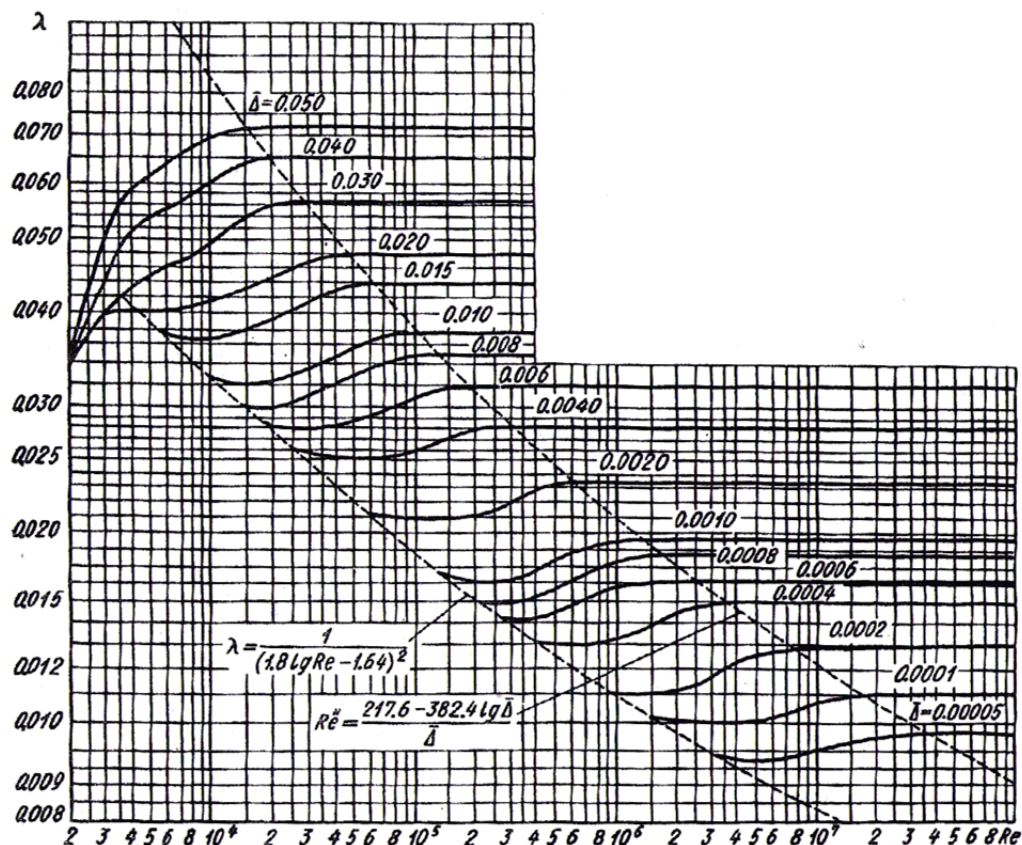


Figura 14.4. Valores de coeficientes  $a_1$ ,  $b_1$  y  $c_1$  y gráfica de  $\lambda$  en función de la rugosidad y del Reynolds<sup>23</sup>.

Una vez hallados los coeficientes  $\lambda$  definitivos tanto de una pared lisa como de una rugosa, hay que aplicarles la expresión (14.8) para obtener su valor en sección de forma rectangular, ya que en un principio se calculan para secciones circulares.

La cámara de ensayos del túnel aerodinámico objeto de este proyecto tiene una pared que presenta rugosidad (en la que se sitúan los elementos generadores de turbulencia) y las otras tres se consideran lisas. Por ello, el coeficiente de pérdida de carga hay que calcularlo sumando un 75% del coeficiente calculado como conducto liso y un 25% del coeficiente calculado como conductor rugoso. Sin embargo, hay que asegurarse de si la pared rugosa está por encima o por debajo de la rugosidad límite.

Se toma como valor de  $\Delta$  el valor  $z_0 = 0,005$  metros correspondiente a una capa límite para un terreno de Categoría IV y una escala 1:200 (véase apartado 2.1 y 3.7). El diámetro hidráulico para la cámara de ensayos es de 2,449 metros, por lo que la rugosidad adimensional es 0,00204. Por otro lado, la velocidad de referencia en la cámara es de 30 m/s, lo que corresponde a un valor del número de Reynolds de 5 millones aproximadamente. Por tanto, la rugosidad límite es 0,00002, inferior a la anterior, por lo que se concluye que la pared de los elementos generadores de turbulencia tiene que tratarse como una pared rugosa. En la tabla 14.1 se exponen los resultados de las pérdidas de carga para la cámara de ensayos.

*Tabla 14.1. Valores y desarrollo de las pérdidas de carga para la cámara de ensayos según sea un conducto liso (75%) y un conducto rugoso (25%).*

	$\bar{\Delta}$	$\lambda_{\text{gráfico}}$	$\bar{\Delta} \text{Re} \sqrt{\lambda}$	$a_1$	$b_1$	$c_1$	$\lambda_{\text{circ}}$	$\lambda_{\text{rect}}$	$\zeta$	$\zeta_{\text{total}}$	$\Delta p_{\text{total}}$ (Pa)
<b>C.lis.</b>	0						0,0092	0,0092	0,0942	0,131	72,23
<b>C.rug.</b>	0,00204	0,023	1568	1,138	0	-2	0,0235	0,0236	0,2413		

Finalmente, la pérdida de carga para la cámara de ensayos es de 72,23 Pa, para una velocidad de referencia de 30 m/s y una densidad de 1,225 kg/m<sup>3</sup>.

### 14.3. Pérdidas de carga en la contracción

La transición de una sección más grande a otra más pequeña, a través de un elemento que contrae suavemente, está acompañada irremediablemente de pérdidas de carga total.

Existen distintos métodos para calcular las pérdidas de carga en una contracción:

- Considerar a la contracción como un difusor, y calcular las pérdidas según se explican en el apartado 14.5.
- Considerar que la contracción estuviese formada por pequeñas secciones rectas, y calcular las pérdidas de cada sección como si se tratasen de conductos de sección constante, según Idelchik<sup>23</sup>.
- Considerar a la contracción de la anterior manera, de forma que las pérdidas se calculen usando el diagrama de Moody<sup>24</sup>.
- Introducir la geometría de la contracción en el programa Fluent para que calcule las presiones a la entrada y a la salida.

A continuación se calcularán las pérdidas de carga a partir de los métodos expuestos. Una vez halladas las pérdidas de carga, se compararán los valores obtenidos por cada uno con el objetivo de contrastar los resultados aportados por el programa informático Fluent con los obtenidos por métodos de validez contrastada.

Tabla 14.2. Valores de los parámetros geométricos y dinámicos de la contracción.

$b_0 = 2,4 \text{ m}$	$\alpha = 70^\circ$
$a_0 = 2,5 \text{ m}$	$v_0 = 30 \text{ m/s}$
$a_1 = 8 \text{ m}$	$v_1 = 9,375 \text{ m/s}$
$A_0 = 6 \text{ m}^2$	$Re = 5068965$
$A_1 = 19,2 \text{ m}^2$	$\lambda_{rect} = 0,000923$
$l = 4 \text{ m}$	$\nu = 0,0000145 \text{ m}^2/\text{s}$
$D_h = 2,45 \text{ m}$	$\rho = 1,225 \text{ kg/m}^3$

#### 14.3.1. Contracción como difusor

Para altos números de Reynolds, el coeficiente de resistencia de una contracción de sección rectangular depende del ángulo de convergencia  $\alpha$  (ángulo de divergencia en difusores  $2\theta$ ) y de la relación de áreas entre el área de entrada y el de salida.

Como ya se mencionó al principio de este apartado, es conveniente dividir el coeficiente total de pérdidas en una suma de otros dos, el de pérdidas por fricción y el de pérdidas por fenómenos locales.

El coeficiente de resistencia en una contracción puede reducirse significativamente si la transición de un área a otra se produce de forma suave, es decir, con ayuda de paredes curvilíneas de doble curvatura. Este es el caso de la contracción del túnel aerodinámico de este proyecto, la cual ha sido diseñada usando las ecuaciones de Nanjunda Swami<sup>22</sup>.

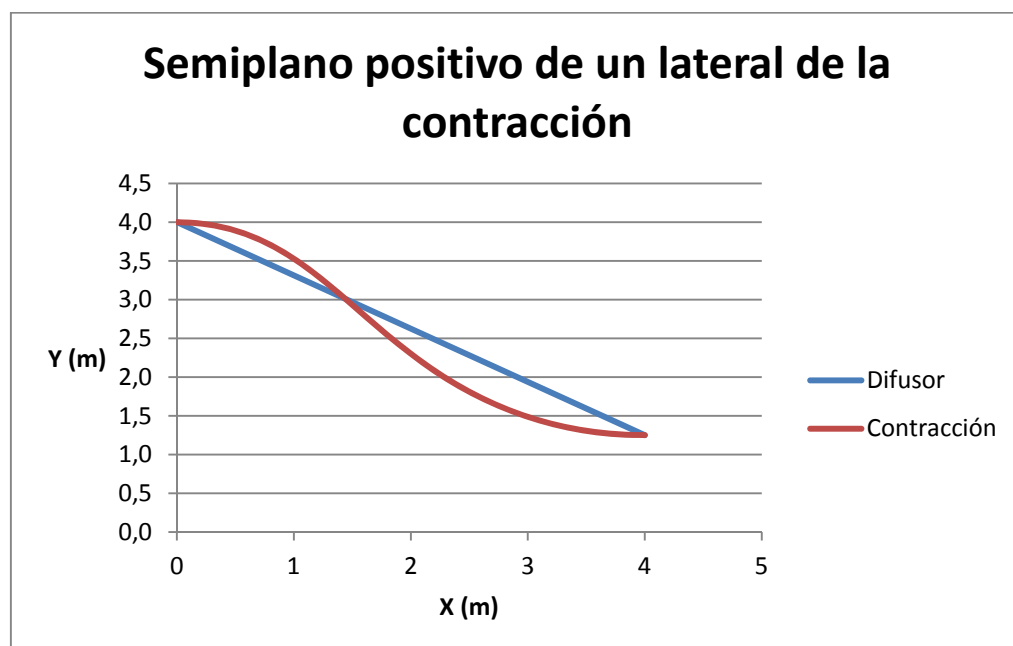


Figura 14.5. Esquema gráfico de la contracción como difusor.

Debido a la curvatura de las paredes y según el estudio realizado en el apartado 11.1, el flujo de corriente no se separa de éstas y no se producen las pérdidas



locales, por lo que el coeficiente de pérdidas totales queda reducido únicamente a las de fricción.

$$\zeta_{cont} \equiv \frac{\Delta p_{to}}{\rho v_0^2 / 2} = \zeta_{loc} + \zeta_{fr} \approx \zeta_{fr} . \quad (14.17)$$

El coeficiente de pérdidas por fricción responde a la expresión (14.28). De esta manera, el coeficiente de pérdidas por fricción en la contracción es de 0,00418, y la pérdida de carga total es de 2,304 Pa (para una velocidad de referencia en cámara de ensayos de 30 m/s).

#### 14.3.2. Contracción formada por conductos de sección constante

Como se ha comentado en el apartado anterior, las pérdidas de carga en una contracción de paredes curvas se deben sólo a la fricción. Sin embargo, en esta ocasión no se calculan las pérdidas como si se tratase de un difusor, sino como si la contracción estuviese formada por pequeñas secciones rectas de área constante. El valor de la pérdida total se calculará sumando todas las pérdidas parciales, y siempre estarán referidas a la sección de la cámara de ensayos.

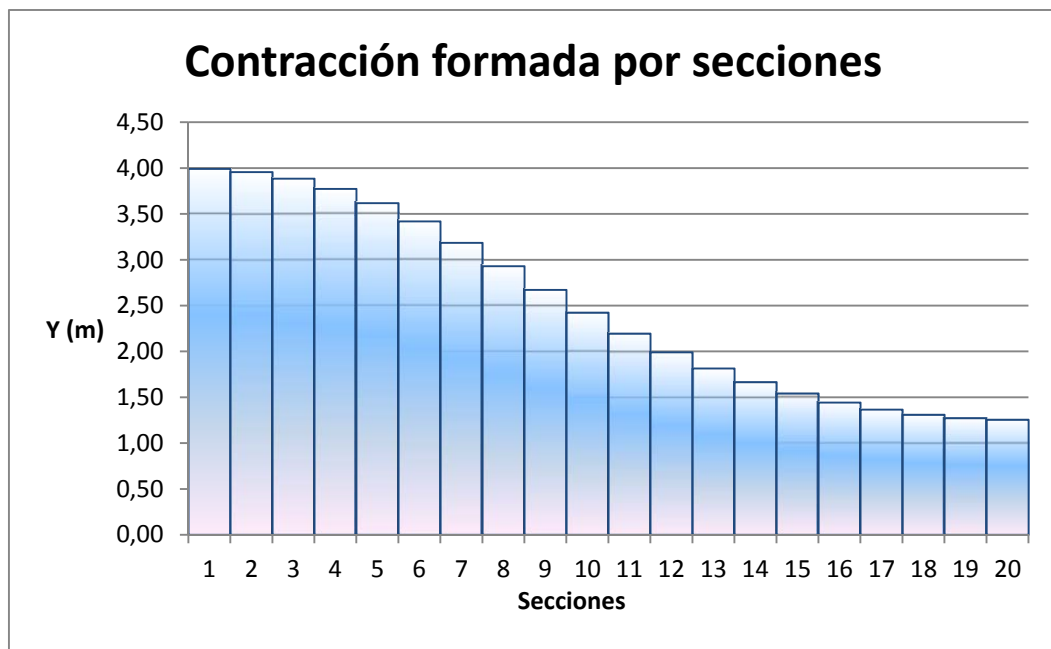


Figura 14.6. Esquema gráfico de la contracción formada por pequeñas secciones rectas a partir del eje longitudinal.

Para calcular los valores de pérdidas parciales se recurrirá a la expresión (14.6). Será necesario el valor de la velocidad y del Reynolds en cada sección, y se obtendrá del gasto másico en la cámara de ensayos ( $180 \text{ m}^3/\text{s}$ ) para una velocidad de referencia en la misma de  $30 \text{ m/s}$ . La longitud de cada tramo es  $0,2 \text{ metros}$ , y la altura es la de la contracción ( $2,4 \text{ metros}$ ).

Tabla 14.3. Valores y desarrollo del coeficiente de pérdida de carga para los diferentes tramos.

	$Y \text{ (m)}$	$Y_{total} \text{ (m)}$	$D_h \text{ (m)}$	$A \text{ (m}^2\text{)}$	$v \text{ (m/s)}$	$Re$	$\lambda$	$\lambda_{rect}$	$\zeta$	$\zeta_{oi}$
<b>1</b>	3,99	7,98	3,69	19,16	9,40	2391213	0,010325	0,011047	0,000599	0,000059
<b>2</b>	3,96	7,91	3,68	18,99	9,48	2407369	0,010314	0,011032	0,000599	0,000060
<b>3</b>	3,88	7,77	3,67	18,65	9,65	2441324	0,010291	0,011002	0,000600	0,000062
<b>4</b>	3,77	7,55	3,64	18,11	9,94	2496339	0,010254	0,010954	0,000602	0,000066
<b>5</b>	3,62	7,23	3,60	17,36	10,37	2576962	0,010203	0,010885	0,000604	0,000072
<b>6</b>	3,42	6,84	3,55	16,41	10,97	2687736	0,010136	0,010793	0,000608	0,000081
<b>7</b>	3,18	6,37	3,49	15,29	11,77	2831084	0,010053	0,010680	0,000613	0,000094
<b>8</b>	2,93	5,86	3,41	14,06	12,80	3005776	0,009959	0,010548	0,000619	0,000113
<b>9</b>	2,67	5,34	3,31	12,82	14,04	3206870	0,009860	0,010403	0,000628	0,000138
<b>10</b>	2,42	4,84	3,21	11,63	15,48	3427028	0,009759	0,010251	0,000639	0,000170
<b>11</b>	2,19	4,39	3,10	10,53	17,09	3657958	0,009661	0,010099	0,000651	0,000211
<b>12</b>	1,99	3,98	2,99	9,55	18,84	3891252	0,009570	0,009950	0,000665	0,000262
<b>13</b>	1,81	3,63	2,89	8,71	20,67	4118847	0,009487	0,009808	0,000679	0,000322
<b>14</b>	1,66	3,33	2,79	7,99	22,53	4333366	0,009414	0,009677	0,000694	0,000391
<b>15</b>	1,54	3,08	2,70	7,40	24,33	4528367	0,009352	0,009559	0,000708	0,000466
<b>16</b>	1,44	2,88	2,62	6,92	26,00	4698386	0,009300	0,009456	0,000722	0,000542
<b>17</b>	1,37	2,73	2,55	6,55	27,47	4839119	0,009259	0,009371	0,000734	0,000615
<b>18</b>	1,31	2,62	2,50	6,28	28,64	4947311	0,009228	0,009305	0,000743	0,000677
<b>19</b>	1,27	2,55	2,47	6,11	29,47	5020583	0,009208	0,009260	0,000750	0,000723
<b>20</b>	1,25	2,51	2,45	6,02	29,89	5057565	0,009198	0,009238	0,000753	0,000748
									$\zeta_{oi,total} =$	0,005874

Por tanto, para un coeficiente de pérdida total de  $0,00587$ , tenemos una pérdida de carga de  $3,237 \text{ Pa}$  (según la velocidad de referencia en cámara de ensayos).

### 14.3.3. Pérdidas de carga según el diagrama de Moody

El diagrama de Moody es una forma gráfica de calcular las pérdidas de carga en conductos. El diagrama se basa en la expresión (14.18), fórmula que combina las pérdidas de carga de paredes lisas con las correspondientes en paredes rugosas.

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2 \log \left( \frac{\epsilon/d}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot f^{1/2}} \right), \quad (14.18)$$

siendo  $\epsilon/d$  la rugosidad de las paredes del conducto,  $f$  el coeficiente de pérdida de carga y  $Re$  el número de Reynolds del flujo. Debido a que la parte interior de la maderera del túnel va pintada, se considera que las paredes son prácticamente lisas<sup>26</sup>.

El diagrama proporciona resultados fiables si se aceptan errores inferiores al 15% sobre el rango completo mostrado en la Figura 14.7. La zona sombreada del diagrama de Moody indica el rango de transición de flujo laminar a flujo turbulento. Para el rango de  $2000 < Re < 4000$ , no existen coeficientes de fricción fiables, aunque en el caso que nos ocupa esto no será un problema.

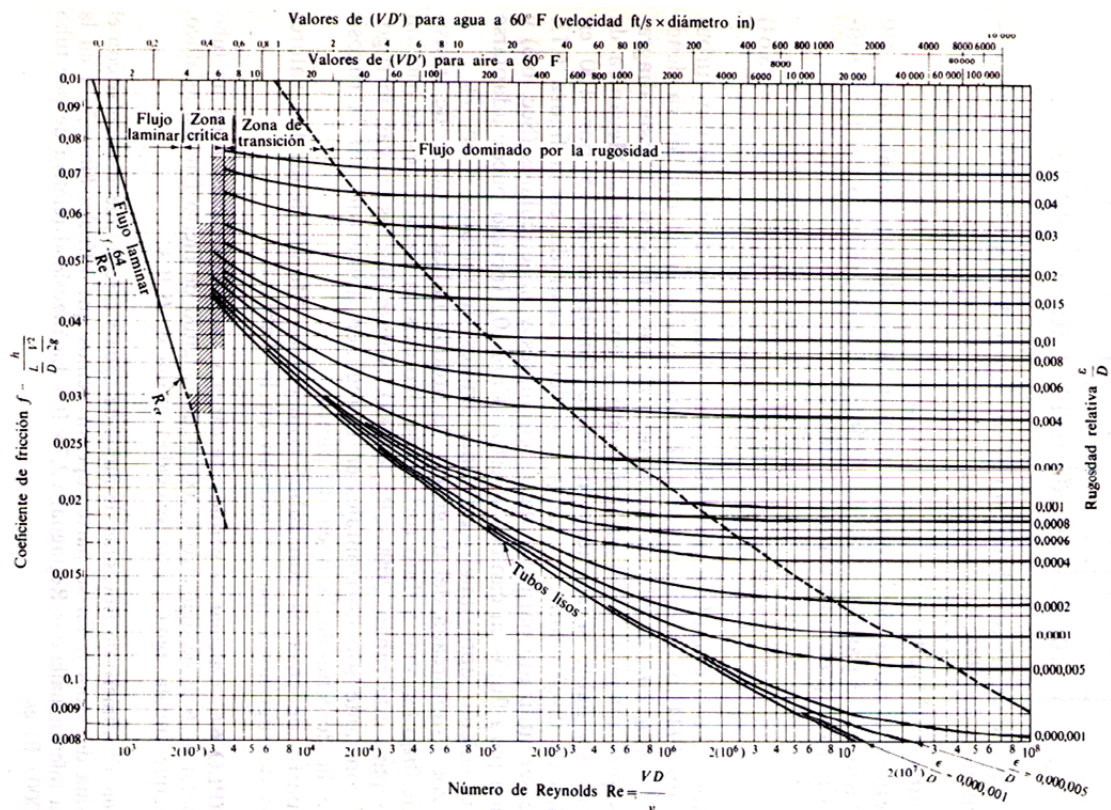


Figura 14.7. Diagrama de Moody<sup>24</sup>.

Una vez hallado gráficamente el factor  $f$ , se resuelve la expresión (14.19) para calcular la pérdida de carga en un conducto.

$$\Delta p = \rho g f \frac{L}{D_h} \frac{v^2}{2g}, \quad (14.19)$$

siendo  $\rho$  la densidad de la corriente,  $g$  la gravedad terrestre,  $L$  la longitud del conducto y  $D_h$  su diámetro hidráulico.

La división de la contracción en tramos va a ser la correspondiente a la Figura 14.6, utilizada en el apartado anterior.

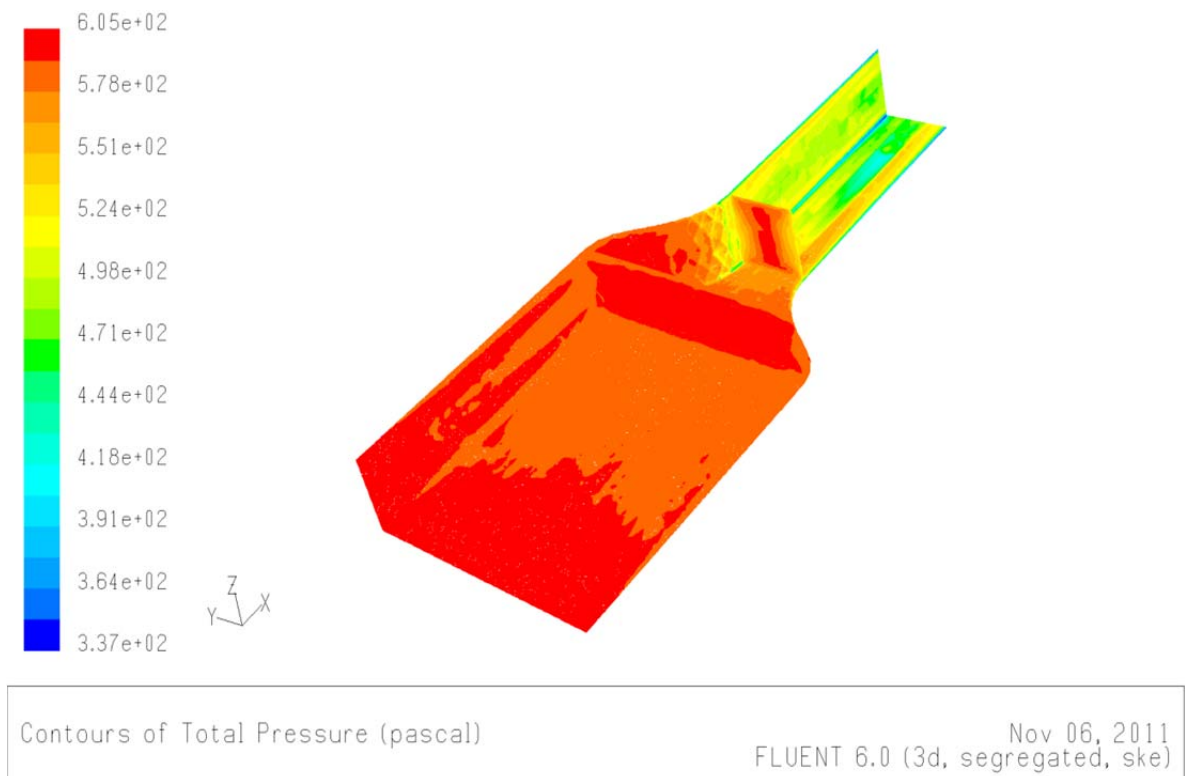
Tabla 14.4. Valores y resultados de las pérdidas de carga según el diagrama de Moody.

	$Y$ (m)	$Y$ total (m)	$D_h$ (m)	$A$ (m <sup>2</sup> )	$v$ (m/s)	$Re$	$f$	$\Delta p$ (Pa)
<b>1</b>	3,99	7,98	3,69	19,16	9,40	2,39,E+06	0,0152	0,045
<b>2</b>	3,96	7,91	3,68	18,99	9,48	2,41,E+06	0,0151	0,045
<b>3</b>	3,88	7,77	3,67	18,65	9,65	2,44,E+06	0,0151	0,047
<b>4</b>	3,77	7,55	3,64	18,11	9,94	2,50,E+06	0,0150	0,050
<b>5</b>	3,62	7,23	3,60	17,36	10,37	2,58,E+06	0,0149	0,054
<b>6</b>	3,42	6,84	3,55	16,41	10,97	2,69,E+06	0,0148	0,061
<b>7</b>	3,18	6,37	3,49	15,29	11,77	2,83,E+06	0,0147	0,072
<b>8</b>	2,93	5,86	3,41	14,06	12,80	3,01,E+06	0,0145	0,085
<b>9</b>	2,67	5,34	3,31	12,82	14,04	3,21,E+06	0,0143	0,104
<b>10</b>	2,42	4,84	3,21	11,63	15,48	3,43,E+06	0,0142	0,130
<b>11</b>	2,19	4,39	3,10	10,53	17,09	3,66,E+06	0,0140	0,162
<b>12</b>	1,99	3,98	2,99	9,55	18,84	3,89,E+06	0,0138	0,200
<b>13</b>	1,81	3,63	2,89	8,71	20,67	4,12,E+06	0,0137	0,248
<b>14</b>	1,66	3,33	2,79	7,99	22,53	4,33,E+06	0,0136	0,303
<b>15</b>	1,54	3,08	2,70	7,40	24,33	4,53,E+06	0,0134	0,360
<b>16</b>	1,44	2,88	2,62	6,92	26,00	4,70,E+06	0,0133	0,420
<b>17</b>	1,37	2,73	2,55	6,55	27,47	4,84,E+06	0,0132	0,478
<b>18</b>	1,31	2,62	2,50	6,28	28,64	4,95,E+06	0,0131	0,526
<b>19</b>	1,27	2,55	2,47	6,11	29,47	5,02,E+06	0,0130	0,560
<b>20</b>	1,25	2,51	2,45	6,02	29,89	5,06,E+06	0,0129	0,576
<b><math>\Delta p_{total}</math> (Pa) =</b>								<b>4,526</b>

Finalmente se obtiene que la pérdida de carga según este método es de 4,526 Pa, superior a los otros dos valores hallados anteriormente.

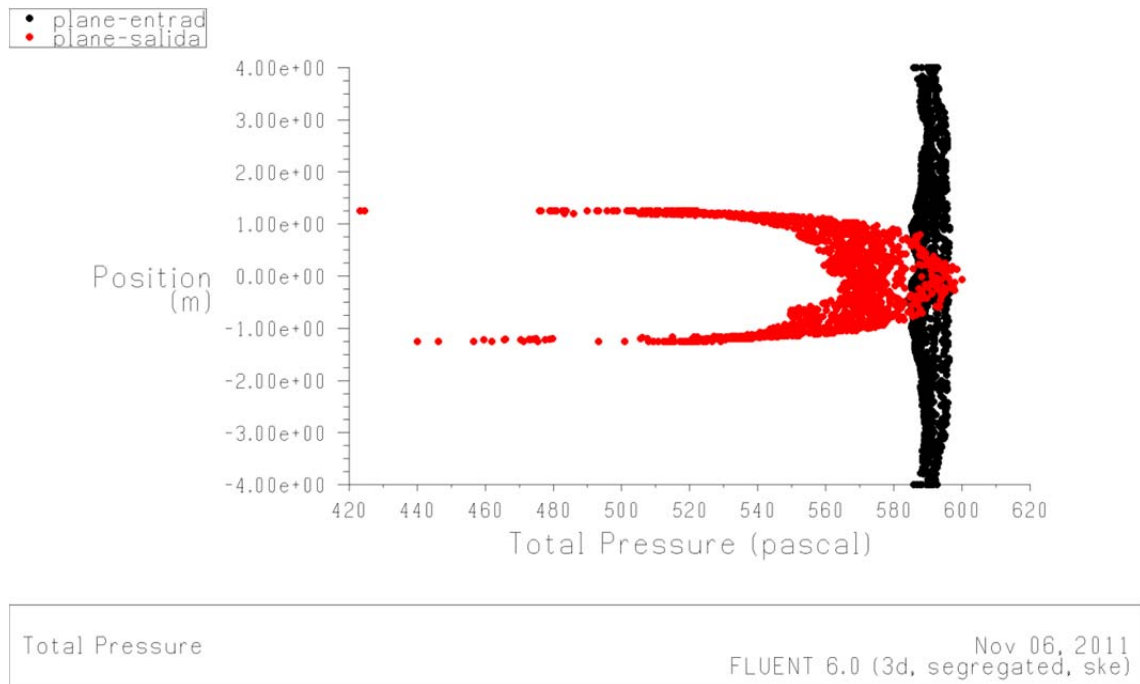
#### 14.3.4. Pérdidas de carga calculadas con el programa Fluent

Para calcular las pérdidas de esta manera se ha introducido la geometría de la contracción en 3D en el programa Gambit, se ha mallado todo el volumen y posteriormente se ha exportado la malla a Fluent, el cual ha analizado cómo se comporta la corriente en su interior.



*Figura 14.8. Vista de la entrada y salida de la contracción y del suelo y pared izquierda de la geometría auxiliar, según los valores de presión total alcanzados sobre los planos.*

La velocidad a la entrada del volumen ensayado (la contracción junto con la geometría auxiliar al comienzo y terminación de la misma) es de 9,375 m/s, para que según la ecuación de continuidad en la cámara de ensayos sea de 30 m/s (velocidad de referencia en la cámara de ensayos).



*Figura 14.9. Gráfica de los valores de presión total a la entrada y salida de la contracción según el eje Y.*

La pérdida de carga se calcula como la diferencia entre el valor medio de la presión total a la entrada y a la salida de la contracción. Con dos planos creados en dichas secciones, el programa calcula la presión media mediante integrales de superficie. El valor de la presión total a la entrada es de 593,604 Pa, mientras que a la salida es de 575,417 Pa, por lo que la pérdida de presión es de 18,187 Pa.

Como ha podido comprobarse al comparar resultados con métodos de validez aceptada, con el cálculo de las pérdidas de carga mediante el programa Fluent resultan valores sobredimensionados. Finalmente, el valor que se toma como pérdida de carga de la contracción es 3,237 Pa, solución del segundo método estudiado y valor medio de los tres primeros resultados, aproximadamente.

#### *14.4. Pérdidas de carga en los codos*

Al principio del capítulo 14 se explicó que las pérdidas de carga principalmente se dividían en dos tipos, las debidas a la fricción y las debidas a fenómenos locales propios de cada sección. En el tipo de codos escogidos en el apartado 3.5, esto se cumple cuando el número de Reynolds es aproximadamente  $10^5$ . Sin embargo, para

números de Reynolds mayores y menores, hay que tener en cuenta un término debido al régimen de turbulencia del fluido, como se puede observar en la expresión (14.20).

$$\zeta_{codo} = k_{Re}\zeta_{loc} + \zeta_{fr} \quad (14.20)$$

Las expresiones que vienen a continuación sirven para determinar el valor del coeficiente de fricción y el de efecto local.

$$\zeta_{fr} = 1,57\lambda_{rect}\frac{R_0}{b_0}, \quad (14.21)$$

$$\zeta_{loc} = \left(0,46\frac{R_0}{b_0} - 0,04\right)\zeta_{w.v.}, \quad (14.22)$$

siendo  $\zeta_{w.v.}$  el coeficiente de pérdida de carga del mismo codo pero sin vanos, cuya expresión es la correspondiente a la fórmula (14.23) y siguientes (para paredes lisas).

$$\zeta_{w.v.} = \zeta_{fr w.v.} + \zeta_{loc w.v.}, \quad (14.23)$$

$$\zeta_{fr w.v.} = 0,0175\delta\lambda_{rect}\frac{R_0}{D_h}, \quad (14.24)$$

$$\zeta_{loc w.v.} = A_1B_1C_1, \quad (14.25)$$

siendo  $\delta$  el ángulo de giro en grados. Los coeficientes  $A_1$ ,  $B_1$  y  $C_1$  se determinan con ayuda de las gráficas o fórmulas que se exponen a continuación.

$\delta$ (grados)	$A_1$
$\leq 70$	$0,9 \sin \delta$
90	1
$\geq 100$	$0,7 + 0,35 \frac{\delta}{90}$

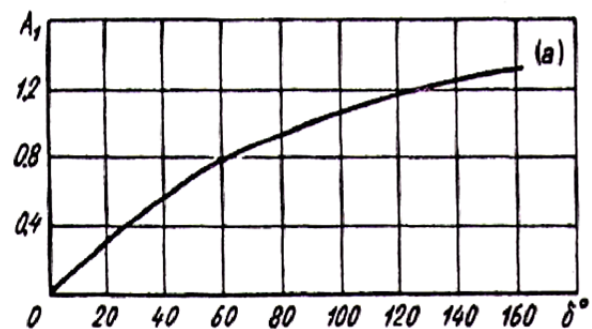
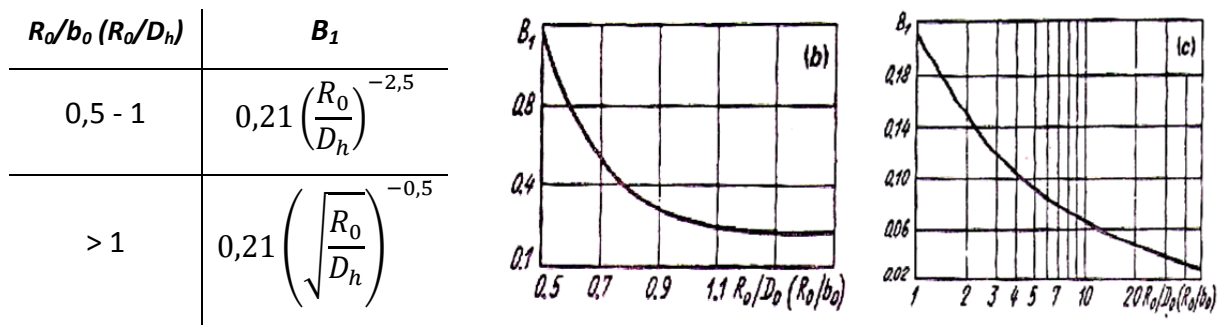
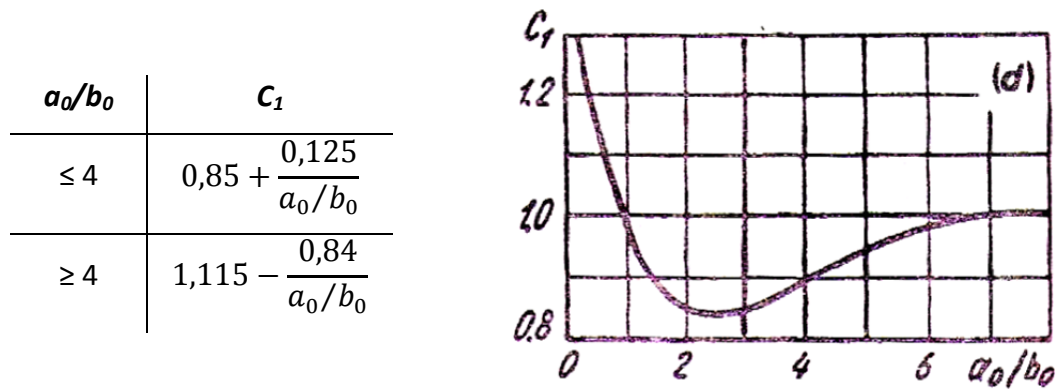
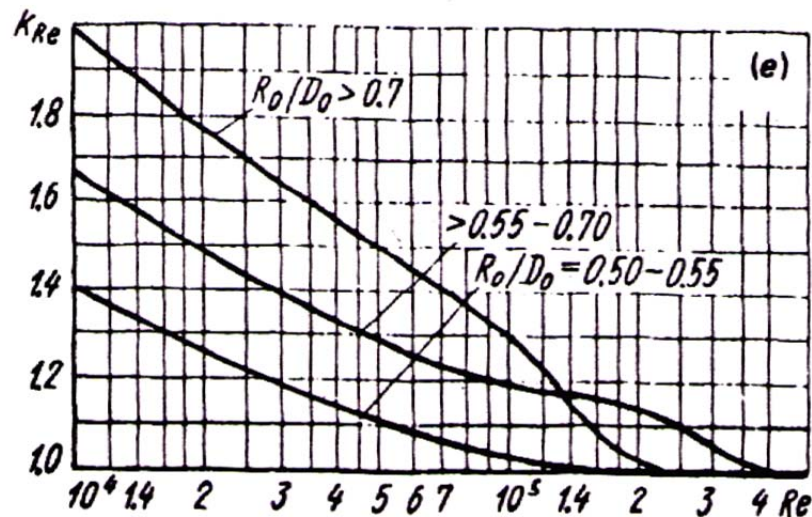


Figura 14.10. Gráfica y fórmulas para la determinación de  $A_1$ <sup>23</sup>.



Figura 14.11. Gráficas y fórmulas para la determinación de  $B_1^{23}$ .Figura 14.12. Gráfica y fórmulas para la determinación de  $C_1^{23}$ .

El coeficiente  $k_{Re}$  de la expresión (14.20) se determina mediante la gráfica de la Figura 14.13.

Figura 14.13. Gráfica para la determinación de  $k_{Re}^{23}$ .



Por lo tanto, según los datos de diseño del apartado 3.5, las pérdidas de carga en los dos tipos de codos son las siguientes.

Tabla 14.5. Desarrollo y resultados de las pérdidas de carga en los codos.

	$\lambda_{circ}$	$\lambda_{rect}$	$\zeta_{fr w.v.}$	$A_1$	$B_1$	$C_1$	$\zeta_{loc w.v.}$
<b>Codo 1.1</b>	0,00953	0,00972	0,01403	1	0,44	0,93	0,40434
<b>Codo 1.2</b>	0,00953	0,00972	0,01403	1	0,44	0,93	0,40434
	$\zeta_{w.v.}$	$\zeta_{loc}$	$k_{Re}$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{codo}$	$\zeta_{codo Oi}$	$\Delta P$ (Pa)
<b>Codo 1.1</b>	0,41837	0,15968	1,00	0,01399	0,17367	0,07477	41,22
<b>Codo 1.2</b>	0,41837	0,15968	1,00	0,01399	0,17367	0,07477	41,22

	$\lambda_{circ}$	$\lambda_{rect}$	$\zeta_{fr w.v.}$	$A_1$	$B_1$	$C_1$	$\zeta_{loc w.v.}$
<b>Codo 2.1</b>	0,01033	0,01105	0,01595	1	0,77	0,89	0,68010
<b>Codo 2.2</b>	0,01033	0,01105	0,01595	1	0,77	0,89	0,68010
	$\zeta_{w.v.}$	$\zeta_{loc}$	$k_{Re}$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{codo}$	$\zeta_{codo Oi}$	$\Delta P$ (Pa)
<b>Codo 2.1</b>	0,69606	0,26566	1,14	0,01590	0,31876	0,03113	17,16
<b>Codo 2.2</b>	0,69606	0,26566	1,14	0,01590	0,31876	0,03113	17,16

Finalmente, la pérdida de carga para los codos colocados entre los difusores es de 41,22 pascales cada codo, mientras que los codos anteriores a la contracción producen unas pérdidas de carga de 17,16 pascales cada uno, siempre tomando como referencia una velocidad de 30 m/s en la cámara de ensayos.

#### 14.5. Pérdidas de carga en el difusor

Como ya se explicó en la introducción de este apartado, hay que dividir las pérdidas de carga en el difusor en dos tipos de pérdidas diferentes. Una se debe a la fricción a lo largo de la longitud del difusor y la otra se debe a pérdidas locales, en este caso asociadas con la expansión de la sección transversal. Así pues, el coeficiente total de resistencia del difusor  $\zeta_d$  se compone del coeficiente de resistencia de fricción  $\zeta_{fr}$  y del coeficiente de resistencia de expansión  $\zeta_{exp}$ , como se muestra en la expresión (14.26).

$$\zeta_d = \zeta_{fr} + \zeta_{exp} \cdot \quad (14.26)$$

El coeficiente de resistencia de expansión está más influenciado por la geometría del difusor. En la expresión (14.27) se tiene en cuenta que el perfil de velocidades es no uniforme y que se trata de un difusor plano.

$$\zeta_{exp} = 3,2k_1 \cdot \left[ \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right]^{1,25} \cdot \left( 1 - \frac{1}{A_1/A_0} \right)^2, \quad (14.27)$$

siendo  $\alpha$  el ángulo cónico del difusor,  $A_0$  el área de entrada del difusor,  $A_1$  el área de salida del difusor, y  $k_1$  es un coeficiente debido al perfil de velocidades no uniforme que se calcula mediante las Figuras 14.14 a 14.16.

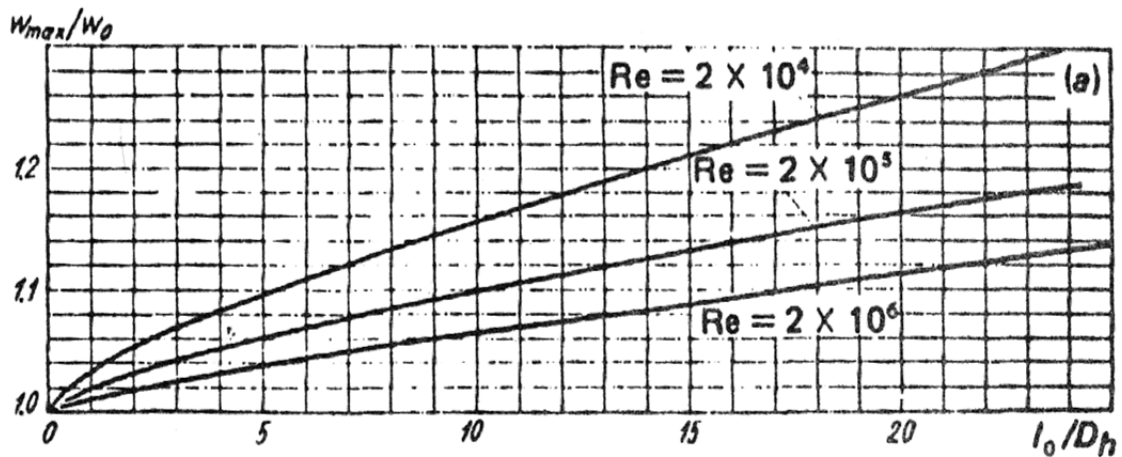


Figura 14.14. Gráfica en la que se representa la relación de campo de velocidades con la geometría del difusor, según el número de Reynolds<sup>23</sup>.

De la Figura 14.14 obtenemos el valor del cociente  $w_{m\acute{a}x}/w_0$ , para unos valores determinados del número de Reynolds y de la relación  $l/D_h$ . El cociente de velocidades responde a la suposición de que el perfil de velocidades es mayor en el centro del conducto y menor en los bordes.

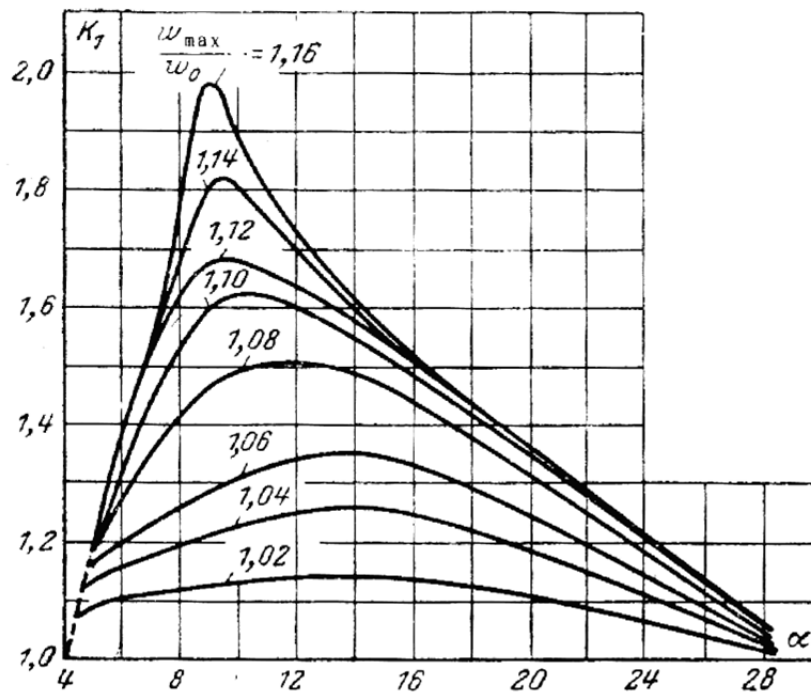


Figura 14.15. Gráfica en la que se representa la relación entre el ángulo cónico del difusor, el campo de velocidades y el coeficiente  $k_1$ <sup>32</sup>.

Con el cociente de velocidades y el ángulo cónico del difusor obtenemos el coeficiente  $k_1$  como se muestra en las Figuras 14.15 o 14.16.

$\frac{w_{\max}}{w_0}$	$\alpha^\circ$						
	5	8	10	14	20	24	28
1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
1,02	1,10	1,12	1,14	1,15	1,00	1,07	1,02
1,04	1,14	1,20	1,23	1,26	1,19	1,10	1,03
1,06	1,17	1,27	1,31	1,36	1,24	1,14	1,04
1,08	1,19	1,42	1,49	1,49	1,31	1,18	1,05
1,10	1,19	1,54	1,62	1,54	1,34	1,20	1,06
1,12	1,22	1,62	1,68	1,57	1,36	1,21	1,06
1,14	1,22	1,68	1,81	1,60	1,36	1,21	1,06
1,16	1,22	1,78	1,89	1,61	1,36	1,21	1,06

Figura 14.16. Tabla en la que se muestra los valores de  $k_1$  correspondientes a determinados valores del ángulo cónico y del perfil de velocidades<sup>32</sup>.

El coeficiente de resistencia de fricción está más influenciado por el número de Reynolds y se halla utilizando la expresión (14.28), la cual corresponde a un difusor plano de lados  $a_0$  y  $b_0$ , siendo  $b_0$  constante a lo largo de la longitud del difusor.

$$\zeta_{fr} = \frac{\lambda}{4} \left[ \frac{a_0}{b_0} \frac{1}{\tan \frac{\alpha}{2}} \left( 1 - \frac{1}{A_1/A_0} \right) + \frac{1}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \left( 1 - \frac{1}{\left( A_1/A_0 \right)^2} \right) \right], \quad (14.28)$$

siendo  $\lambda$  el coeficiente de pérdidas por fricción para un conducto rectangular.

En el caso de que un difusor esté dividido por vanos en partes iguales, las pérdidas de carga se calculan de la misma manera que si se tratase de un difusor simple, es decir, a partir de los coeficientes de pérdidas por fricción y por expansión. Los coeficientes se calculan para uno de los subconductos, como si se tratase de un difusor más pequeño, y el coeficiente de pérdidas global se calcula según la expresión (14.29). Esto es así porque las pérdidas causadas por la expansión tienen el mismo efecto sobre la corriente en todos los subconductos, mientras que las causadas por la fricción tienen efecto sólo sobre el flujo que circula por cada subconducto, de manera que es necesario sumar cada una de ellas para estimar las pérdidas con carácter global.

$$\zeta_d = \zeta_{exp} + (z + 1) \cdot \zeta_{fr}, \quad (14.29)$$

siendo  $z$  el número de vanos colocados en el difusor.

#### 14.5.1. Selección geométrica del difusor

En el apartado 3.4 se plantean dos caminos a seguir a la hora de diseñar el difusor del túnel aerodinámico. El primero de ellos se basa en usar un difusor corto de gran ángulo de divergencia y el segundo en usar uno más largo y con un ángulo de divergencia más pequeño.

En cualquiera de los dos casos, hay una serie de consideraciones geométricas que hay que tener en cuenta. Por un lado, el difusor sirve de elemento de transición entre el área de la cámara de ensayos ( $6 \text{ m}^2$ ) y el área que ocupan los ventiladores

en la planta de potencia del túnel ( $19,2 \text{ m}^2$ ), por lo que tiene que tener un coeficiente de expansión de 3,2. Y por otro lado, el ángulo de divergencia superior debe estar entre  $7^\circ$  y  $10^\circ$ , por lo que los difusores más cortos deben de estar formados por subconductos separados por guías (vanos), y los ángulos que se forman entre éstas no deben superar los anteriores valores<sup>23</sup>.

Por último, hay que tener en cuenta el espacio disponible para el difusor. En caso de que éste fuese muy largo, se puede dividir en dos partes y colocar cada una de ellas en la parte anterior y posterior del codo siguiente.

A continuación se procede al estudio de diversas configuraciones de difusor, y al cálculo de las pérdidas de carga de cada una de ellas, para poder establecer unas pautas a seguir en la elección del difusor final.

En primer lugar, se va a estudiar si conviene más una configuración con vanos o una configuración sin vanos. Para ello, se calculan las pérdidas de carga que generan difusores de longitudes diferentes, algunos de los cuales necesitan vanos para no superar el ángulo de divergencia recomendado. Además, dichas pérdidas se calculan para dos velocidades diferentes, con objeto de sacar conclusiones más generales.

Las condiciones de este primer estudio para una velocidad de 30 m/s son las mostradas en la tabla 14.6.

Tabla 14.6. Parámetros condicionantes del estudio a 30 m/s.

$\alpha_{sup,opt} (^\circ)$	$b \text{ (m)}$	$W_1 \text{ (m)}$	$W_2 \text{ (m)}$	$A_1 \text{ (m}^2\text{)}$	$A_2 \text{ (m}^2\text{)}$	$A_1/A_2$
8	2,4	2,5	8	6	19,2	0,31

$D_h \text{ (m)}$	$\nu \text{ (m}^2\text{/s)}$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$	$\nu_{1,ref} \text{ (m/s)}$	$Q \text{ (m}^3\text{/s)}$
2,45	0,0000145	5066854	0,00919505	1,225	30	180

En la tabla 14.7 se muestran el desarrollo y los resultados analíticos obtenidos, los cuales están representados en la gráfica de la Figura 14.17.

Tabla 14.7. Desarrollo y resultados de las pérdidas de carga de diferentes difusores, calculadas para una velocidad de referencia de 30 m/s.

		$L$ (m)	$2\theta=\alpha$	$z$	$2\theta=\alpha_{ind}$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_{fr\ total}$	$\zeta_d$	$\Delta P$ (Pa)
$v_1=30\text{ m/s}$	Con guías	3	85,0	10	7,7	1,23	1,010	1,05	0,040	0,055	0,437	0,492	271,23
		5	57,6	7	7,2	2,04	1,020	1,11	0,043	0,053	0,341	0,394	217,34
		7	42,9	5	7,1	2,86	1,025	1,13	0,043	0,053	0,258	0,311	171,60
		9	34,0	4	6,8	3,68	1,030	1,15	0,045	0,051	0,226	0,277	152,75
		11	28,1	3	7,0	4,49	1,035	1,17	0,044	0,054	0,175	0,229	126,33
		13	23,9	2	8,0	5,31	1,040	1,20	0,039	0,065	0,116	0,181	99,59
		15	20,8	2	6,9	6,13	1,045	1,18	0,044	0,054	0,133	0,187	102,91
		17	18,4	2	6,1	6,94	1,050	1,19	0,050	0,046	0,151	0,197	108,51
		19	16,5	2	5,5	7,76	1,053	1,16	0,056	0,039	0,168	0,207	114,29
		21	14,9	1	7,5	8,58	1,058	1,25	0,041	0,062	0,082	0,145	79,75
		24	13,1	1	6,5	9,80	1,065	1,22	0,047	0,052	0,094	0,146	80,23
		27	11,6	1	5,8	11,03	1,070	1,20	0,053	0,044	0,106	0,149	82,40
		30	10,5	1	5,2	12,25	1,075	1,20	0,059	0,038	0,117	0,156	85,87
	Sin guías	33	9,5		9,5	13,48	1,080	1,47	0,032	0,100	0,032	0,132	72,65
		36	8,7		8,7	14,70	1,085	1,48	0,035	0,090	0,035	0,125	68,94
		39	8,1		8,1	15,93	1,095	1,50	0,038	0,082	0,038	0,121	66,44
		42	7,5		7,5	17,15	1,100	1,50	0,041	0,075	0,041	0,116	64,03
		45	7,0		7,0	18,38	1,105	1,46	0,044	0,067	0,044	0,111	61,21

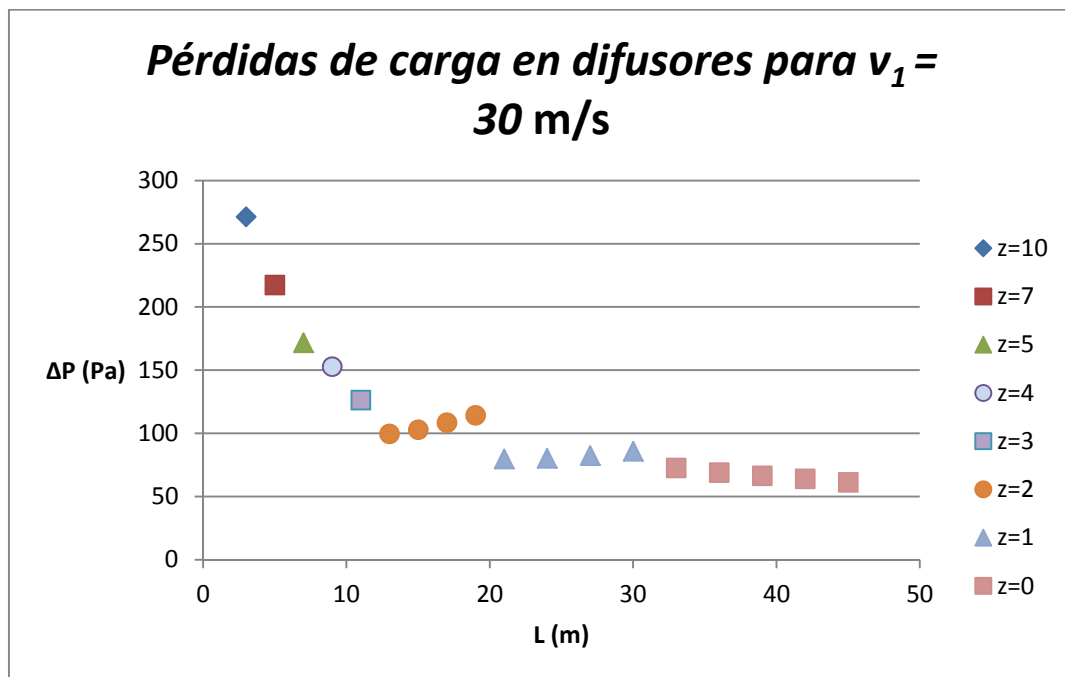


Figura 14.17. Gráfica de las pérdidas de carga en difusores de diferentes longitudes, calculadas para una velocidad de referencia de 30 m/s.

A continuación, se muestran en las tablas 14.8 y 14.9 las condiciones y resultados del mismo estudio pero para una velocidad de referencia de 10 m/s.

Tabla 14.8. Parámetros condicionantes del estudio a 10 m/s.

$\alpha_{sup,opt} (^{\circ})$	$b$ (m)	$W_1$ (m)	$W_2$ (m)	$A_1$ (m <sup>2</sup> )	$A_2$ (m <sup>2</sup> )	$A_1/A_2$
8	2,4	2,5	8	6	19,2	0,31

$D_h$ (m)	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	$Re$	$\lambda_{rect}$	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\nu_{1,ref}$ (m/s)	$Q$ (m <sup>3</sup> /s)
2,45	0,0000145	1688951	0,01091949	1,225	10	60

Tabla 14.9. Desarrollo y resultados de las pérdidas de carga de diferentes difusores, calculadas para una velocidad de referencia de 10 m/s.

		$L$ (m)	$2\theta=\alpha$	$z$	$2\theta=\alpha_{ind}$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_{fr\ total}$	$\zeta_d$	$\Delta P$ (Pa)
$v_i = 10$ m/s	Con guías	3	85,0	10	7,7	1,23	1,010	1,09	0,047	0,057	0,519	0,576	35,29
		5	57,6	7	7,2	2,04	1,020	1,12	0,051	0,053	0,405	0,459	28,10
		7	42,9	5	7,1	2,86	1,025	1,14	0,051	0,054	0,306	0,360	22,06
		9	34,0	4	6,8	3,68	1,030	1,15	0,054	0,051	0,269	0,319	19,57
		11	28,1	3	7,0	4,49	1,035	1,16	0,052	0,054	0,208	0,262	16,02
		13	23,9	2	8,0	5,31	1,040	1,20	0,046	0,065	0,137	0,202	12,39
		15	20,8	2	6,9	6,13	1,045	1,18	0,053	0,054	0,158	0,212	12,96
		17	18,4	2	6,1	6,94	1,050	1,19	0,060	0,046	0,179	0,225	13,79
		19	16,5	2	5,5	7,76	1,053	1,16	0,066	0,039	0,199	0,239	14,63
		21	14,9	1	7,5	8,58	1,058	1,22	0,049	0,061	0,098	0,159	9,72
		24	13,1	1	6,5	9,80	1,062	1,21	0,056	0,051	0,112	0,163	9,97
		27	11,6	1	5,8	11,03	1,068	1,22	0,063	0,044	0,126	0,170	10,41
		30	10,5	1	5,2	12,25	1,072	1,20	0,070	0,038	0,139	0,178	10,89
	Sin guías	33	9,5		9,5	13,48	1,081	1,47	0,038	0,100	0,038	0,138	8,44
		36	8,7		8,7	14,70	1,088	1,52	0,042	0,092	0,042	0,134	8,21
		39	8,1		8,1	15,93	1,095	1,50	0,045	0,082	0,045	0,128	7,82
		42	7,5		7,5	17,15	1,000	1,55	0,049	0,078	0,049	0,126	7,74
		45	7,0		7,0	18,38	1,115	1,55	0,052	0,071	0,052	0,123	7,56

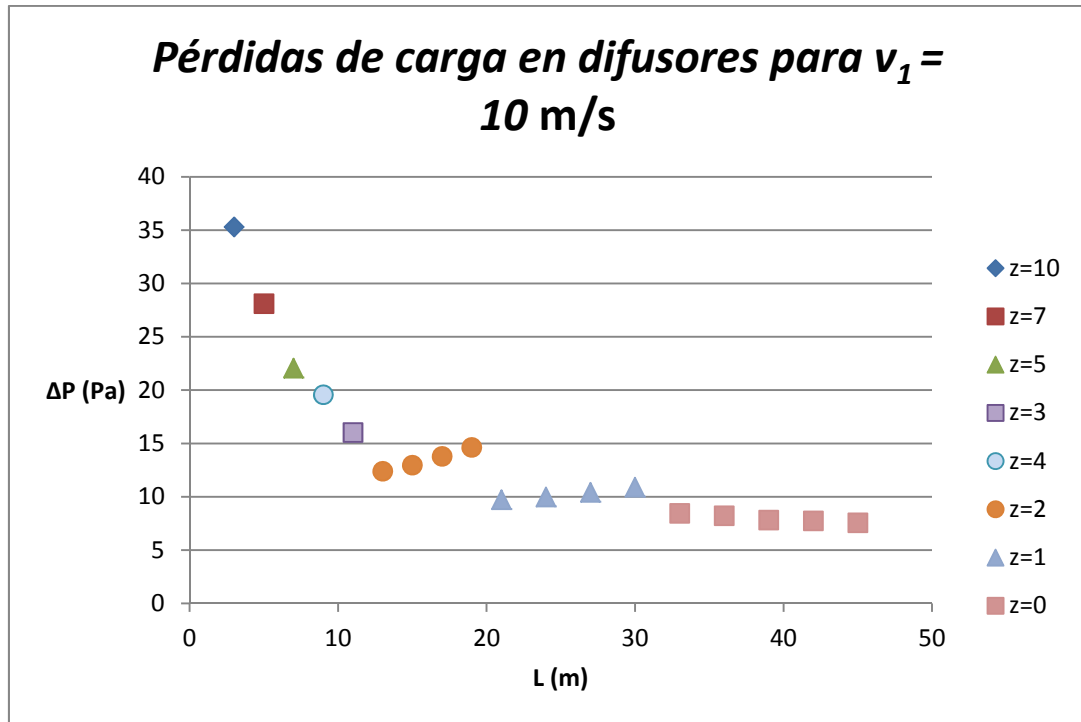


Figura 14.18. Gráfica de las pérdidas de carga en difusores de diferentes longitudes, calculadas para una velocidad de referencia de 10 m/s.

A raíz de los resultados obtenidos, la primera conclusión que se puede obtener es que, en cuanto a las pérdidas de carga, es más favorable utilizar un difusor de mayor longitud y sin vanos, que utilizar uno más corto que haga uso de éstos.

Además, puede observarse cómo el coeficiente de pérdidas por fricción se eleva cuanto mayor longitud tiene el difusor, y como el coeficiente de pérdidas por expansión es menor cuanto menos ángulo de divergencia haya. Por tanto, puede decirse que para los difusores más largos, las pérdidas por fricción aumentan de manera más lenta a la que disminuyen las pérdidas por expansión, por lo que finalmente resultan pérdidas de carga menores si se opta por difusores de bajo ángulo y sin vanos, es decir, de mayor longitud.

En segundo lugar, puede observarse cómo las dos gráficas (cada una para una velocidad distinta), aunque dan valores de pérdidas diferentes, la distribución de los valores es casi idéntica. Lo que significa que la primera conclusión no se atribuye a una determinada velocidad, sino que tiene un carácter más general. Podemos decir que un difusor de bajo ángulo de divergencia y sin vanos crea menos pérdidas de

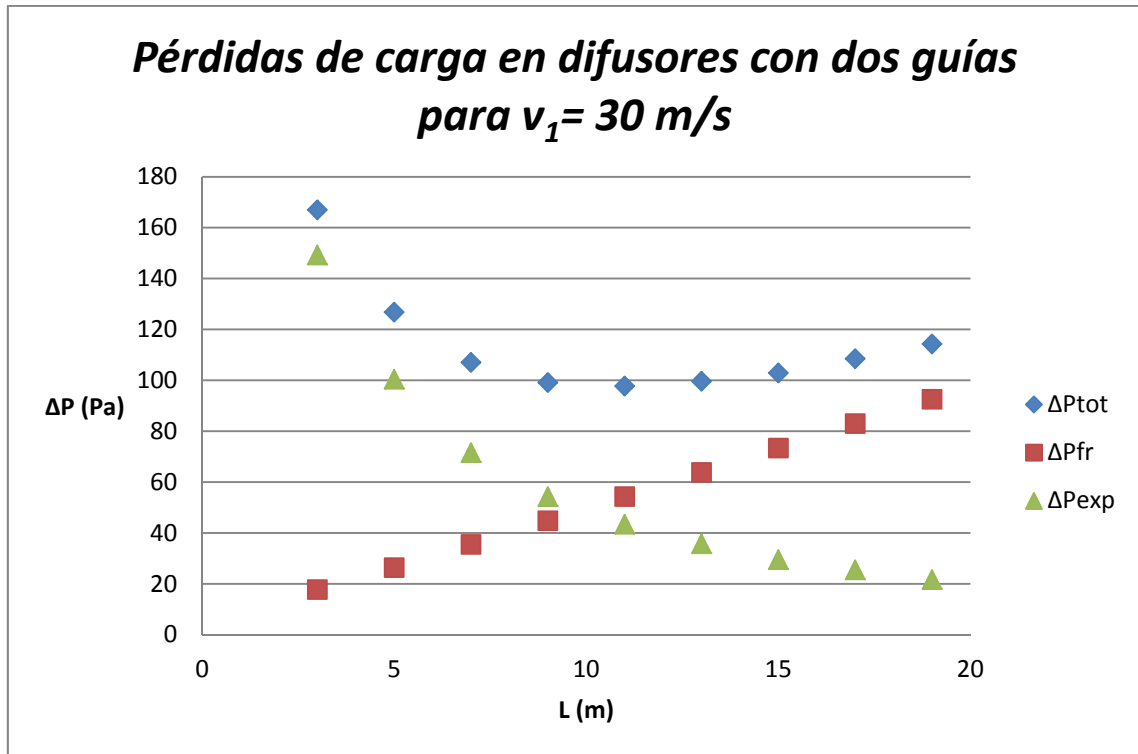


carga, para cualquier velocidad de entrada de la corriente (al menos si se trata de régimen turbulento).

Y otra de las conclusiones que se pueden obtener de las gráficas es que, para un determinado número de vanos (y relación de áreas), va a existir un valor de longitud para el cual el difusor va a tener las mínimas pérdidas posibles. Se aprecia, en puntos correspondientes a un mismo número de guías, cómo éstos van aumentando o disminuyendo su valor según aumenta la longitud del difusor. Por ello, se han calculado las pérdidas de un difusor de dos vanos para distintas longitudes del mismo, y se han representado los resultados en la Figura 14.19. Se observa cómo las pérdidas de carga totales pueden responder a una función parabólica, la cual tiene un mínimo para una determinada longitud. Además, también queda reflejada gráficamente la primera conclusión, en relación a las pérdidas por expansión y por fricción.

*Tabla 14.10. Resultados y desarrollo de las pérdidas de carga de diferentes difusores con dos vanos.*

$v_i = 30 \text{ m/s}$	Con guías	$L \text{ (m)}$	$2\theta = \alpha$	$z$	$2\theta = \alpha$ (part)	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_{fr \text{ total}}$	$\zeta_d$	$\Delta P \text{ (Pa)}$
		3	85,0	2	28,3	1,23	1,010	1,00	0,011	0,271	0,032	0,303	167,01
		5	57,6	2	19,2	2,04	1,020	1,11	0,016	0,182	0,048	0,230	126,80
		7	42,9	2	14,3	2,86	1,025	1,15	0,021	0,130	0,064	0,194	107,06
		9	34,0	2	11,3	3,68	1,030	1,17	0,027	0,098	0,081	0,180	99,12
		11	28,1	2	9,4	4,49	1,035	1,19	0,033	0,079	0,098	0,177	97,72
		13	23,9	2	8,0	5,31	1,040	1,20	0,039	0,065	0,116	0,181	99,59
		15	20,8	2	6,9	6,13	1,045	1,18	0,044	0,054	0,133	0,187	102,91
		17	18,4	2	6,1	6,94	1,050	1,19	0,050	0,046	0,151	0,197	108,51
		19	16,5	2	5,5	7,76	1,053	1,16	0,056	0,039	0,168	0,207	114,29



*Figura 14.19. Representación gráfica de las pérdidas de carga parciales y totales para diferentes longitudes de un difusor con dos guías.*

En definitiva, se opta por usar un difusor de gran longitud y sin vanos. Sin embargo, como ya se ha comentado anteriormente, hay que tener en cuenta el espacio disponible para colocarlo. Para longitudes excesivamente grandes, se considera colocar dos difusores más cortos, cuya relación de áreas total mantenga el valor inicial. El primer difusor se coloca inmediatamente después de la cámara de ensayos, y tras él se coloca el codo. Posterior al codo, queda colocado el segundo difusor. En principio, este segundo difusor no tiene una gran restricción de longitud, ya que se coloca en paralelo al primer difusor, cámara de ensayos e incluso contracción, pudiéndose alargar bastante.

A continuación se detalla un segundo estudio, con objeto de seleccionar dos difusores con las menores pérdidas de carga posibles. Para ello, se toma como referencia los dos difusores más largos del estudio anterior ya que son los que menos pérdidas tienen, y se analizan distintas combinaciones entre dos difusores separados que sumen dichas longitudes.

El primer grupo que se analiza es el de los difusores que suman en total 42 metros de longitud. El espacio disponible para el primer difusor es de un intervalo aproximado de entre 8 metros y 14 metros. Por tanto, se estudian primeros difusores con valores de longitud dentro de ese intervalo, acompañados de segundos difusores que completen la longitud total inicial.

Tabla 14.11. Cálculo y desarrollo de las pérdidas de carga en difusores compuestos con una longitud total de 42 metros.

Longitud total = 42 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 1	dif. 1	2,5	3,55	2,45	8	30	5066854	0,00920	6,00	8,51
	dif. 2	3,55	8	2,86	34	21,14	4174374	0,00966	8,51	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,70	7,5	3,27	1,03	1,15	0,020	0,011	0,030	0,030	16,69	41,65
0,44	7,5	11,88	1,075	1,4	0,045	0,046	0,091	0,045	24,96	

Longitud total = 42 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 2	dif. 1	2,5	3,81	2,45	10	30	5066854	0,00920	6,00	9,14
	dif. 2	3,81	8	2,94	32	19,69	3998308	0,00972	9,14	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,66	7,5	4,08	1,03	1,15	0,023	0,014	0,037	0,037	20,39	39,97
0,48	7,5	10,87	1,068	1,28	0,045	0,037	0,082	0,036	19,58	

Longitud total = 42 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 3	dif. 1	2,5	4,07	2,45	12	30	5066854	0,00920	6,00	9,77
	dif. 2	4,07	8	3,02	30	18,42	3836492	0,00978	9,77	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,61	7,5	4,90	1,04	1,2	0,025	0,019	0,044	0,044	24,27	40,25
0,51	7,5	9,93	1,062	1,25	0,045	0,032	0,077	0,029	15,99	

Longitud total = 42 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 4	dif. 1	2,5	4,33	2,45	14	30	5066854	0,00920	6,00	10,40
	dif. 2	4,33	8	3,09	28	17,31	3687265	0,00984	10,40	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,58	7,5	5,72	1,04	1,18	0,027	0,022	0,050	0,050	27,34	40,59
0,54	7,5	9,06	1,06	1,25	0,044	0,028	0,072	0,024	13,25	

Longitud total = 42 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 5	dif. 1	2,5	3,48	2,45	8	30	5066854	0,00920	6,00	8,35
	dif. 2	3,48	8	2,84	34	21,57	4223975	0,00964	8,35	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,72	7,0	3,27	1,025	1,13	0,020	0,009	0,029	0,029	15,88	41,62
0,43	7,6	11,97	1,075	1,33	0,044	0,046	0,090	0,047	25,74	

Longitud total = 42 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 6	dif. 1	2,5	3,72	2,45	10	30	5066854	0,00920	6,00	8,93
	dif. 2	3,72	8	2,92	32	20,15	4055323	0,00970	8,93	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,67	7,0	4,08	1,03	1,14	0,023	0,012	0,035	0,035	19,38	40,46
0,47	7,7	10,97	1,07	1,3	0,044	0,041	0,085	0,038	21,08	

Longitud total = 42 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 7	dif. 1	2,5	3,97	2,45	12	30	5066854	0,00920	6,00	9,52
	dif. 2	3,97	8	2,99	30	18,91	3899621	0,00976	9,52	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,63	7,0	4,90	1,04	1,17	0,026	0,016	0,041	0,041	22,82	40,00
0,50	7,7	10,03	1,062	1,24	0,044	0,035	0,078	0,031	17,18	

Longitud total = 42 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 8	dif. 1	2,5	4,21	2,45	14	30	5066854	0,00920	6,00	10,11
	dif. 2	4,21	8	3,06	28	17,81	3755433	0,00981	10,11	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,59	7,0	5,72	1,042	1,17	0,028	0,019	0,047	0,047	25,86	40,28
0,53	7,8	9,16	1,06	1,25	0,043	0,031	0,074	0,026	14,42	

De este primer grupo, destacar que de las opciones 1 a 4 el ángulo de divergencia tanto del primer como del segundo difusor es de  $7,5^\circ$ , mientras que para las opciones 5 a 8 el ángulo de divergencia del primer difusor es siempre de  $7^\circ$ .

El segundo grupo se compone de los difusores que suman en total 45 metros de longitud. Al igual que en el primer grupo, los primeros difusores tienen una longitud comprendida entre los 8 y 14 metros, y además hay que destacar que de las opciones 1 a 4, el ángulo de divergencia tanto del primer como del segundo

difusor es de  $7^\circ$ , y para las opciones 5 a 8 el ángulo de divergencia del primer difusor es de  $7,5^\circ$ .

Tabla 14.12. Cálculo y desarrollo de las pérdidas de carga en difusores compuestos con una longitud total de 45 metros.

Longitud total = 45 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 1	dif. 1	2,5	3,48	2,45	8	30	5066854	0,00920	6,00	8,35
	dif. 2	3,48	8	2,84	37	21,57	4223975	0,00964	8,35	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,72	7,0	3,27	1,025	1,13	0,020	0,009	0,029	0,029	15,88	41,60
0,43	7,0	13,03	1,08	1,35	0,048	0,042	0,090	0,047	25,72	

Longitud total = 45 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 2	dif. 1	2,5	3,72	2,45	10	30	5066854	0,00920	6,00	8,93
	dif. 2	3,72	8	2,92	35	20,15	4055323	0,00970	8,93	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,67	7,0	4,08	1,03	1,14	0,023	0,012	0,035	0,035	19,38	40,77
0,47	7,0	11,99	1,075	1,35	0,048	0,038	0,086	0,039	21,39	

Longitud total = 45 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 3	dif. 1	2,5	3,97	2,45	12	30	5066854	0,00920	6,00	9,52
	dif. 2	3,97	8	2,99	33	18,91	3899621	0,00976	9,52	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,63	7,0	4,90	1,04	1,17	0,026	0,016	0,041	0,041	22,82	40,44
0,50	7,0	11,03	1,07	1,3	0,048	0,032	0,080	0,032	17,62	

Longitud total = 45 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 4	dif. 1	2,5	4,21	2,45	14	30	5066854	0,00920	6,00	10,11
	dif. 2	4,21	8	3,06	31	17,81	3755433	0,00981	10,11	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,59	7,0	5,72	1,042	1,17	0,028	0,019	0,047	0,047	25,86	40,46
0,53	7,0	10,14	1,065	1,25	0,048	0,027	0,075	0,026	14,60	

Longitud total = 45 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 5	dif. 1	2,5	3,55	2,45	8	30	5066854	0,00920	6,00	8,51
	dif. 2	3,55	8	2,86	37	21,14	4174374	0,00966	8,51	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,70	7,5	3,27	1,03	1,15	0,020	0,011	0,030	0,030	16,69	41,07
0,44	6,9	12,92	1,08	1,35	0,049	0,040	0,089	0,044	24,37	

Longitud total = 45 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 6	dif. 1	2,5	3,81	2,45	10	30	5066854	0,00920	6,00	9,14
	dif. 2	3,81	8	2,94	35	19,69	3998308	0,00972	9,14	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,66	7,5	4,08	1,03	1,15	0,023	0,014	0,037	0,037	20,39	40,28
0,48	6,9	11,89	1,075	1,32	0,049	0,034	0,084	0,036	19,89	

Longitud total = 45 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 7	dif. 1	2,5	4,07	2,45	12	30	5066854	0,00920	6,00	9,77
	dif. 2	4,07	8	3,02	33	18,42	3836492	0,00978	9,77	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,61	7,5	4,90	1,04	1,2	0,025	0,019	0,044	0,044	24,27	40,68
0,51	6,8	10,93	1,07	1,3	0,049	0,030	0,079	0,030	16,41	

Longitud total = 45 m		$W_1$	$W_2$	$D_h$	$L$	$v$	$Re$	$\lambda_{rect}$	$A_1$	$A_2$
Opción 8	dif. 1	2,5	4,33	2,45	14	30	5066854	0,00920	6,00	10,40
	dif. 2	4,33	8	3,09	31	17,31	3687265	0,00984	10,40	19,20
$A_1/A_2$	$2\theta=\alpha$	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$	$\Delta P_{tot}$
0,58	7,5	5,72	1,04	1,18	0,027	0,022	0,050	0,050	27,34	40,81
0,54	6,8	10,04	1,062	1,24	0,049	0,024	0,073	0,024	13,47	

La primera conclusión que se puede sacar es que un difusor compuesto por otros dos más pequeños genera pérdidas de carga menores que si se tratase de un difusor único más largo. Esto es debido a que el segundo difusor tiene un área de entrada diferente al del primero, que no coincide con el área de referencia (la cámara de ensayos). Por lo tanto es necesario, para poder sumar las pérdidas, que ambos estén relacionados con el mismo área de referencia (o velocidad), lo que hace que disminuyan las pérdidas en el segundo difusor.

En las Figuras 14.20 y 14.21 se representan gráficamente los resultados de todos los difusores. Se observa cómo, a medida que la longitud de los difusores aumenta, las pérdidas también lo hacen. Sin embargo, debido a los diferentes ángulos de divergencia y a las distintas combinaciones, las pérdidas totales varían de un caso a otro, aunque los valores están muy próximos entre ellos.

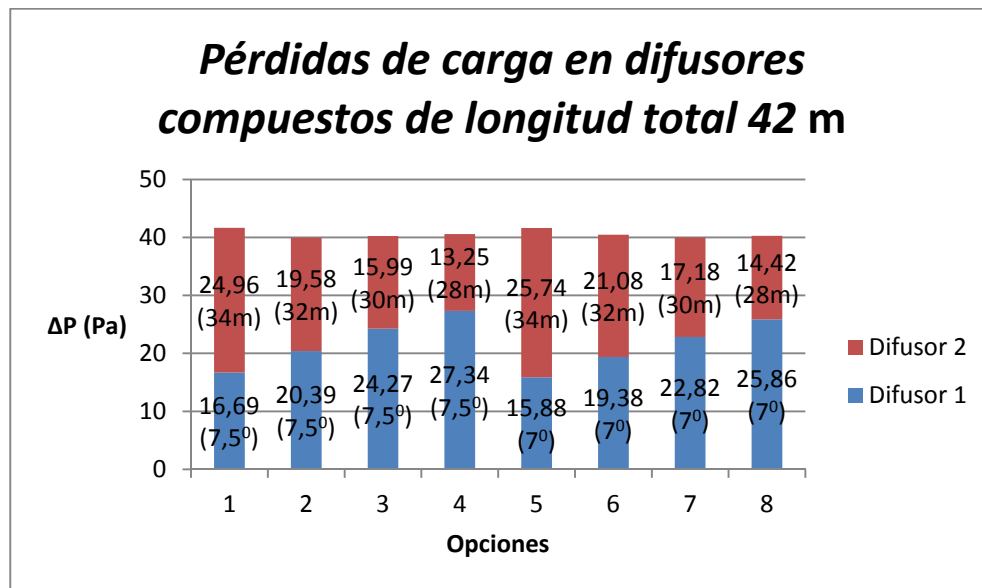


Figura 14.20. Representación gráfica de las pérdidas de carga en difusores compuestos con una longitud total de 42 metros.

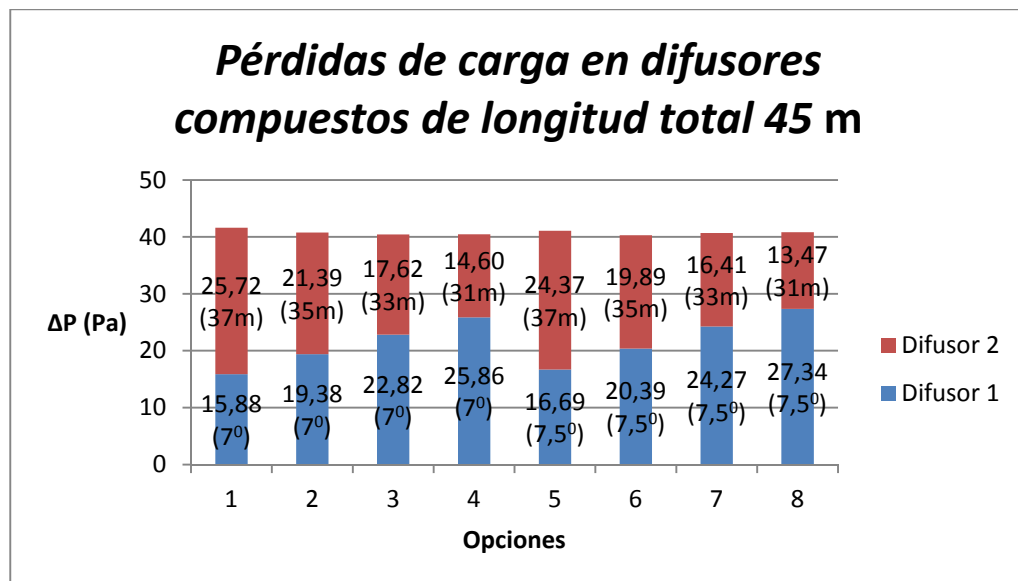


Figura 14.21. Representación gráfica de las pérdidas de carga en difusores compuestos con una longitud total de 45 metros.

Las opciones 2 y 7 de los difusores correspondientes a una longitud total de 42 metros son las que menos pérdidas de carga generan, siendo ambas aproximadamente de 40 pascales, para una velocidad de corriente de 30 m/s en la cámara de ensayos.

Finalmente se ha optado por la opción 2, debido a que el primer difusor de esta opción tiene menor longitud que el otro. Además, ambos difusores tienen un ángulo de divergencia de  $7,5^0$  mientras que en la opción 7 el segundo difusor tiene un ángulo de  $7,7^0$ , siendo preferible un ángulo menor. La geometría final del difusor queda explicada en la tabla 14.11 y en el apartado 3.4 de este proyecto.

#### 14.5.2. Pérdidas de carga en el difusor seleccionado

Tal y como se menciona en el apartado anterior, la geometría del difusor elegido se especifica en el apartado 3.4 del proyecto. Siguiendo los pasos explicados en la introducción de este capítulo, se calculan las pérdidas de carga de los dos difusores. A continuación, en la tabla 14.13, se muestran los datos obtenidos.

Tabla 14.13. Valores y desarrollo del cálculo de pérdidas de carga en difusores.

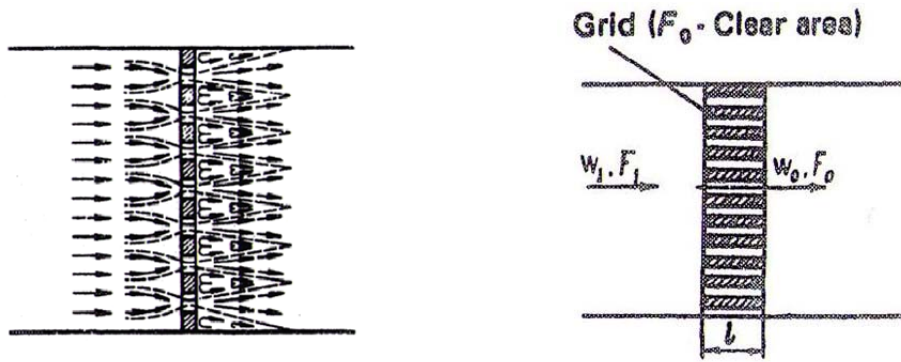
	$L/D_h$	$w_{max}/w_0$	$k_1$	$\zeta_{fr}$	$\zeta_{exp}$	$\zeta_d$	$\zeta_{oi}$	$\Delta P$ (Pa)
<b>Dif. sup.</b>	4,08	1,03	1,15	0,0225	0,0144	0,0369	0,0369	20,39
<b>Dif. inf.</b>	10,87	1,068	1,28	0,0451	0,0373	0,0824	0,0355	19,58

Por tanto, las pérdidas en el difusor superior son de 20,39 pascales y en el difusor inferior de 19,58 pascales, para una velocidad de referencia en cámara de ensayos de 30 m/s.

#### 14.6. Pérdidas de carga en el honeycomb

La resistencia creada por un panel situado en un conducto recto es la misma que la del paso del flujo a través de un orificio en una placa. Cuando el fluido se aproxima al panel, se contracta para pasar a través de los orificios y aparecen como chorros separados en el conducto con mayores velocidades. Por lo tanto, no aparecen las pérdidas, que normalmente estarían asociadas a la entrada de los orificios, asociadas a la repentina expansión en la salida.



Figura 14.22. Modelo de flujo a través de un panel<sup>23</sup>.

El coeficiente de pérdida de carga para un panel de espesor  $l$ , y sometido a un flujo de Reynolds superior a  $10^5$ , se expresa mediante de fórmula (14.30).

$$\zeta_{pan} = \frac{0,5(1 - \bar{f})^{0,75} + \tau(1 - \bar{f})^{1,375} + (1 - \bar{f})^2 + \lambda \frac{l}{d_h}}{\bar{f}^2}, \quad (14.30)$$

$$\tau = (2,4 - \bar{l})^{\varphi(\bar{l})}, \quad (14.31)$$

$$\varphi(\bar{l}) = 0,25 + \frac{0,535\bar{l}^8}{0,05 + \bar{l}}, \quad (14.32)$$

siendo  $\bar{l}$  un parámetro de longitud adimensional que muestra la relación entre la longitud del panel y el diámetro hidráulico de la sección, y  $\bar{f}$  la porosidad que es la relación entre la suma del área de los orificios entre el área total de la sección.

Con los datos de diseño del apartado 3.6, los resultados obtenidos se muestran a continuación.

Tabla 14.14. Valores de los parámetros geométricos y dinámicos del panel.

$l$	1,200 m	$\lambda_{rect}$	0,00920
$\bar{f}$	0,96	$\bar{l}$	0,490
$d_h$	2,449 m	$\tau$	1,200
$v_0$	30 m/s	$\varphi$	0,281
<b>Re</b>	5066897	$\zeta_{pan}$	0,07072
$\lambda_{circ}$	0,00920	$\Delta p$	38,99 Pa

Finalmente, la pérdida de carga que genera el panel es de 38,99 Pa, para una velocidad de referencia en la cámara de ensayos de 30 m/s y una densidad de 1,225 kg/m<sup>3</sup>.

#### 14.7. Pérdidas de carga en los conductos de adaptación

Las pérdidas en los conductos de adaptación se calculan igual que las pérdidas en la cámara de ensayos (apartado 14.2) con la ventaja de que en este caso todos los conductos se consideran lisos. Hay que tener en cuenta las velocidades en cada conducto, las cuales se calculan usando la ley de conservación de un gasto volumétrico de 180 m<sup>3</sup>/s con una velocidad de 30 m/s en la cámara de ensayos (6 m<sup>2</sup>). Por lo tanto, aplicando las correspondientes ecuaciones a los datos del apartado 3.8 dan como resultado los siguientes valores.

Tabla 14.15. Resultados y desarrollo de las pérdidas de carga en los conductos de adaptación.

Conducto	$l$ (m)	$a$ (m)	$b$ (m)	$A$ (m <sup>2</sup> )	$v$ (m/s)	$D_h$ (m)
<b>A</b>	3,8	8	2,4	19,2	9,375	3,692
<b>B</b>	4	3,81	2,4	9,144	19,685	2,945
<b>C</b>	2	3,81	2,4	9,144	19,685	2,945
<b>D</b>	2	8	2,4	19,2	9,375	3,692

Re	$\lambda_{circ}$	$b/a$	$\lambda_{rect}$	$\zeta$	$\zeta_{oi}$	$\Delta p$ (Pa)
2387268	0,01033	0,30	0,01105	0,01137	0,00111	0,61
3998001	0,00953	0,63	0,00991	0,01346	0,00579	3,19
3998001	0,00953	0,63	0,00985	0,00669	0,00288	1,59
2387268	0,01033	0,30	0,01103	0,00598	0,00058	0,32

#### 14.8. Pérdidas de carga en el túnel aerodinámico

Una vez calculadas las pérdidas de carga de cada elemento del túnel y referirlas a una misma sección de referencia, la cámara de ensayos, se puede proceder a calcular las pérdidas totales del túnel aerodinámico.

Tabla 14.16. Pérdidas de carga de cada elemento para una velocidad de 30 m/s.

<b>Elemento</b>	<b><math>\zeta_{oi}</math></b>	<b><math>\Delta p_{tot}</math> (Pa)</b>	<b>% <math>\Delta p_{tot}</math></b>
Codo 2.2	0,03113	17,16	6,20
Conducto D	0,00058	0,32	0,12
Codo 2.1	0,03113	17,16	6,20
Conducto A	0,00111	0,61	0,22
Contracción	0,00587	3,24	1,17
Honeycomb	0,07072	38,98	14,08
Cámara de ensayos	0,13104	72,24	26,09
Difusor superior	0,03699	20,39	7,36
Codo 1.1	0,07477	41,22	14,89
Conducto C	0,00288	1,59	0,57
Codo 1.2	0,07477	41,22	14,89
Conducto B	0,00579	3,19	1,15
Difusor inferior	0,03552	19,58	7,07
<b><math>\Sigma =</math></b>	<b>0,5023</b>	<b>276,89</b>	<b>100,00</b>

En la tabla anterior se han calculado las pérdidas de carga para una velocidad de 30 m/s, que es la velocidad de referencia para la que se ha diseñado la actuación óptima del túnel aerodinámico. Se ha decidido que sea esa velocidad ya que, aunque los ensayos de ingeniería civil con poca frecuencia superan velocidades de 15 m/s en cámara de ensayos, así se pueden ensayar otro tipo de cuerpos sin limitar la funcionalidad del túnel. En las siguientes gráficas se muestra cómo varían las pérdidas de carga en función de la velocidad.

Hay que destacar que estas pérdidas son calculadas para una configuración del túnel en que reproduce una capa límite sobre terreno de categoría IV, es decir, el caso más desfavorable posible, en el que la rugosidad es mayor y por lo tanto también lo son las pérdidas en la cámara de ensayos. Ésa es una de las causas de por qué el mayor porcentaje de pérdidas se da en la cámara de ensayos, además de ser la parte del túnel en el que el flujo circula a mayor velocidad.

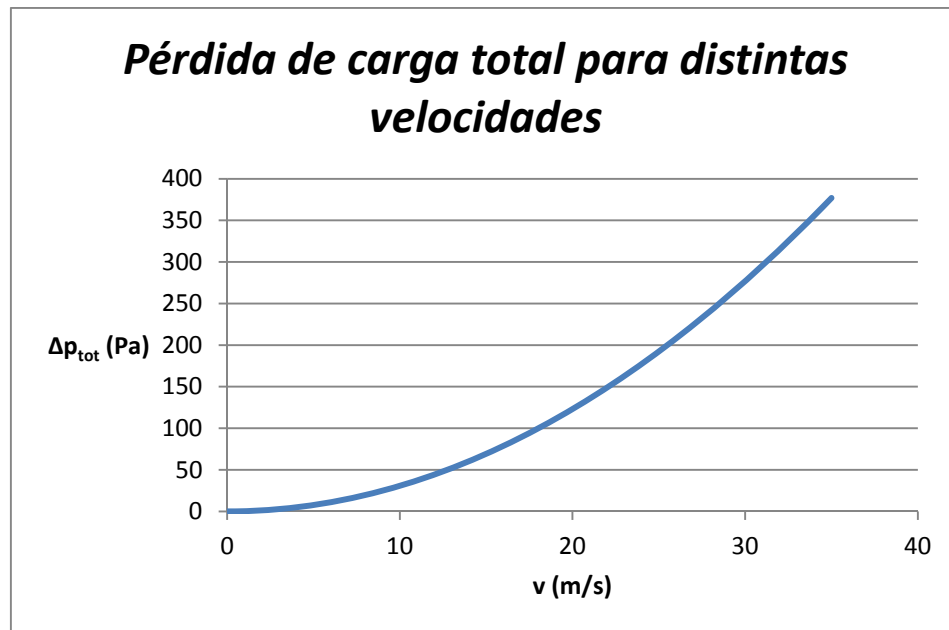


Figura 14.23. Gráfica de la pérdida de carga total del túnel aerodinámico en función de las velocidades que por diseño puede alcanzar en la cámara de ensayos.

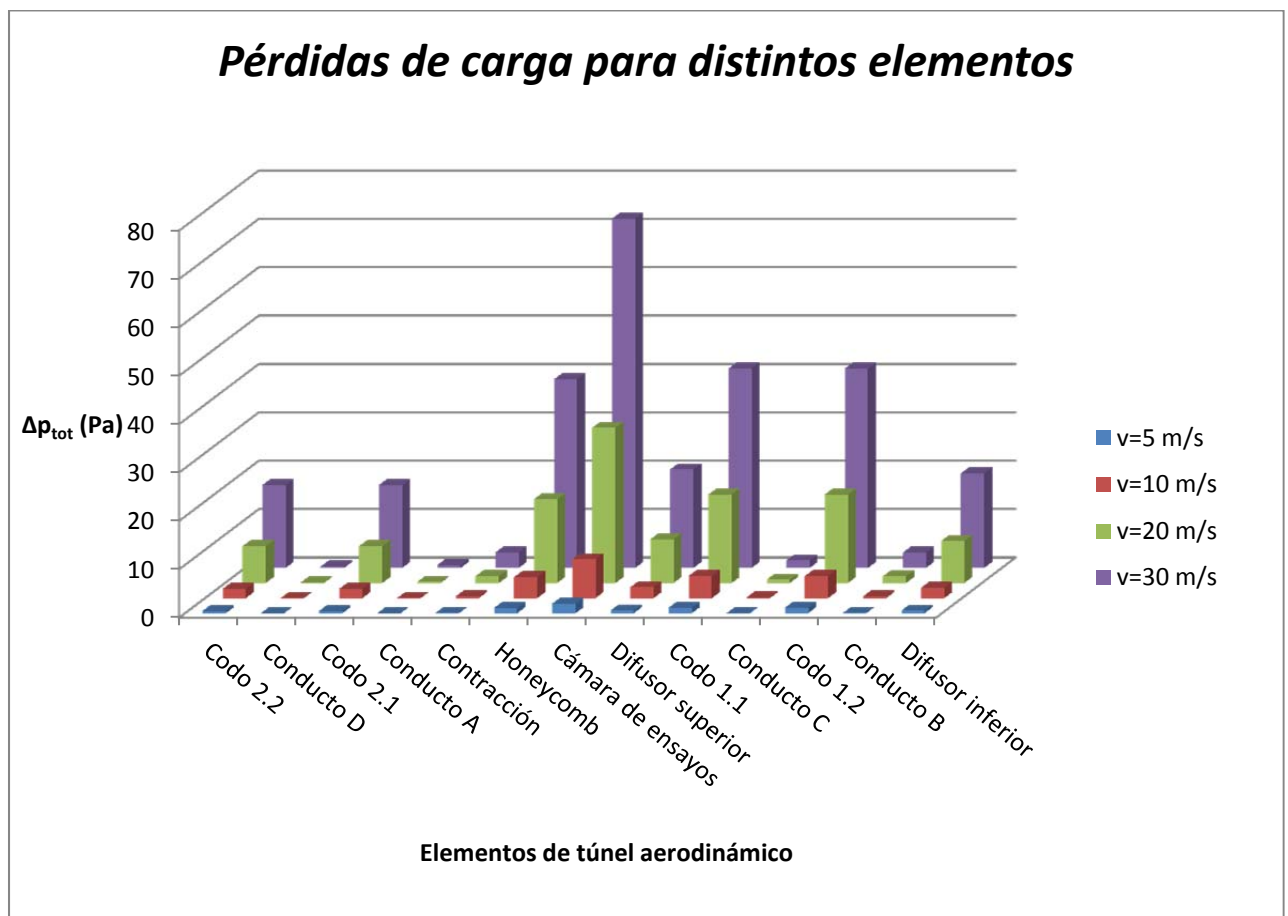
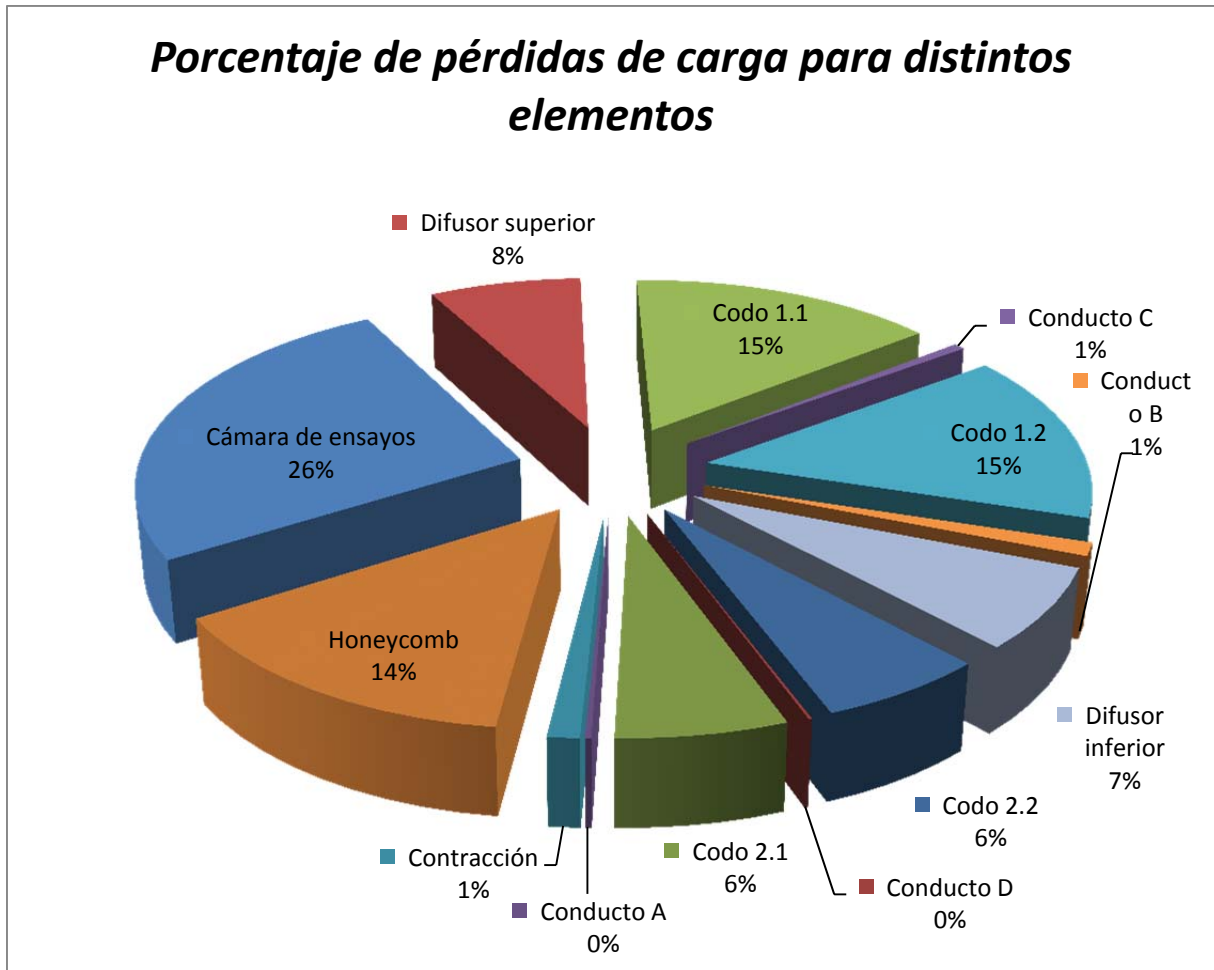


Figura 14.24. Tabla de las pérdidas de carga de cada elemento para distintas velocidades.



*Figura 14.25. Diagrama circular de los porcentajes de pérdida de carga que genera cada elemento.*

A la vista de los resultados anteriores, se observa que las pérdidas en el honeycomb también son considerables, aunque hubiesen sido mucho mayores si la porosidad fuese menor, por lo que se pueden considerar aceptables. Los otros dos porcentajes elevados de pérdidas les corresponden a los codos por los que a mayor velocidad pasa el fluido. Aún así y al igual que en caso anterior, se pueden considerar satisfactorias ya que se colocaron vanos en ambos codos, reduciendo las pérdidas de carga en ellos.

Destacar los bajos porcentajes correspondientes a los difusores, los cuales son el resultado de un detallado estudio para encontrar la mejor geometría posible. Y por último resaltar la influencia casi insignificante de los conductos de adaptación.

Una vez calculadas todas las pérdidas de carga que se producen en los diferentes elementos, se tiene una idea del salto de presiones que deberán aportar los ventiladores, alrededor de 276,89 Pa. El caudal que deberán aportar al túnel dependerá de la velocidad requerida en la cámara de ensayos, y a su vez aumentarán las pérdidas a medida que lo haga el caudal, tal y como se muestra en la Figura 14.26.

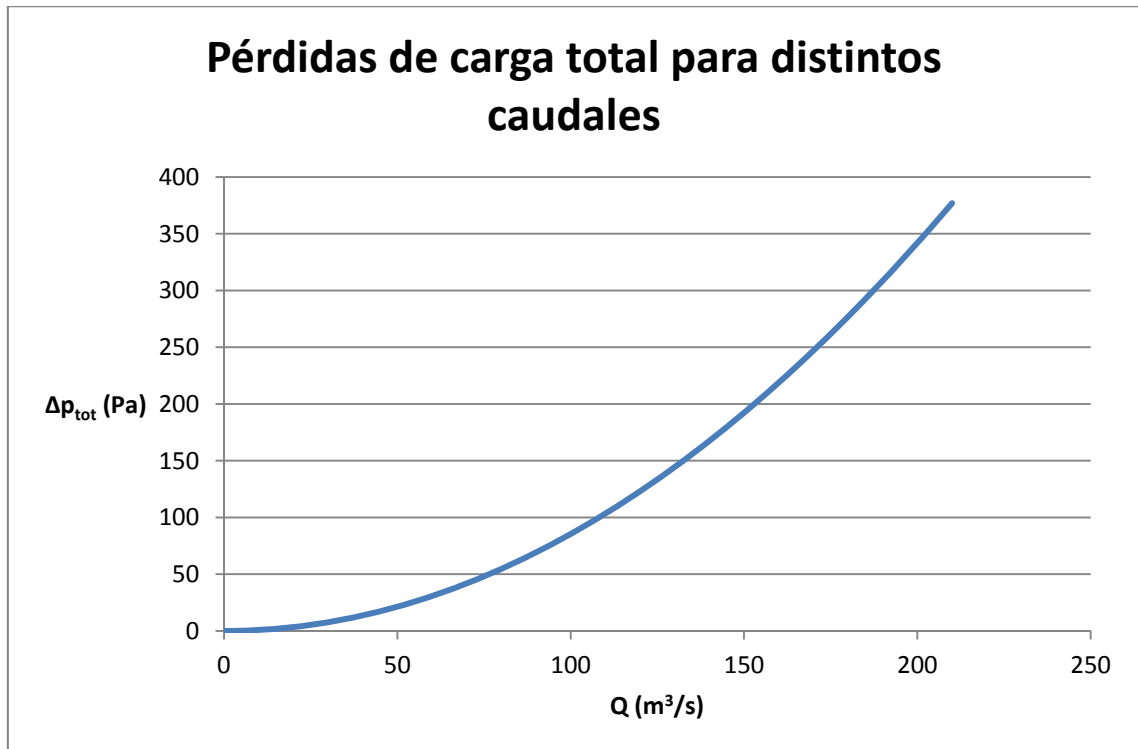


Figura 14.26. Gráfica de la pérdida de carga total del túnel aerodinámico en función del gasto volumétrico.

**Anexo 6. Cálculo  
estructural**

**15**





## 15. Anexo 6. Cálculo estructural

### 15.1. Introducción

El diseño estructural tiene como objetivos el hacer cumplir los requerimientos estructurales a través de una estructura sencilla, robusta y económica, de forma que se puedan realizar las modificaciones necesarias de una manera fácil y barata. Los dos requerimientos esenciales que se exigen al túnel son los siguientes:

- Soportar las cargas aplicadas, evitando daños permanentes.
- Evitar deformaciones en la estructura que modifiquen los resultados de los ensayos.

Se definen cuatro tipos de cargas a las que se ve sometida la estructura a lo largo de su vida útil, las cuáles no tienen por qué producirse al mismo tiempo:

- Cargas aerodinámicas: debidas a la diferencia de presión entre exterior e interior del conducto.
- Peso de la estructura: incluye las paredes del túnel, marcos e instrumentos.
- Peso de personas: en la instalación del modelo o de equipos.
- Peso del modelo e instrumentos.

Es evidente que algunas de estas cargas son incompatibles entre sí, y nunca ocurrirán en el mismo instante. Por ejemplo, el peso de las personas se estudiará separadamente del efecto de las cargas aerodinámicas, ya que no es factible que alguien esté trabajando dentro del túnel mientras esté en funcionamiento.

El lugar en el que se producirán las mayores cargas aerodinámicas será la cámara de ensayos, donde la velocidad es máxima y la presión estática es mínima. La velocidad de diseño que se alcanza a régimen máximo de funcionamiento del túnel es de 30 m/s. En cuanto al peso de los operarios, se modeliza como una carga puntual de 3500 N, equivalente al peso de cuatro personas y algún equipo. La carga será más crítica cuando esté aplicada en el centro del panel de mayor área.

Como se verá posteriormente, la estructura no va a estar sometida a grandes esfuerzos, siempre bastante por debajo de los límites de los materiales. Por eso es por lo que sólo se analizarán las cargas que aparecen en la cámara de ensayos, que es la parte crítica, aunque para un estudio estructural completo del túnel habría que estudiar el resto de las secciones que lo componen.

Los elementos estructurales básicos que forman la estructura son:

- Revestimiento del conducto.
- Marcos de rigidización de los paneles del revestimiento.
- Vigas de soporte y sujeción del túnel al firme.
- Soporte de la matriz de ventiladores.

El revestimiento del túnel constituye las paredes del túnel que dan forma al conducto. Tiene como misión conseguir la forma aerodinámica deseada, así como soportar y transmitir las cargas sobre las paredes a los marcos. El conducto estará formado por módulos, cada uno de los cuáles estará compuesto por los cuatro paneles que definen su geometría, todos ellos de contrachapado finlandés de 20 mm de espesor.

Los marcos son estructuras metálicas que sujetan y rigidizan la estructura de paneles y se encargan de soportar las cargas aplicadas sobre ellos. Esto se consigue atornillando los paneles de madera a los marcos, con lo que serán los marcos los que transmitan las cargas al exterior. En general, las dimensiones de los paneles quedarán fijadas por los marcos, que tendrán un perfil en L, U o en T. Los tornillos imponen una condición de empotramiento en el contorno.

La función de las vigas es la de soportar todo el peso del túnel y sus elementos, incluyendo la estructura de paneles y marcos, el modelo, la instrumentación y las personas que se encuentren dentro del túnel. Además, son el nexo de unión del túnel al suelo, por lo que se les exige un buen comportamiento tanto a flexión como a compresión, por lo que la sección elegida son los perfiles en doble T.

La estructura soporte de la matriz de los ventiladores se estudia independientemente del resto de la estructura del túnel, por sus características especiales. Esta estructura deberá soportar el peso de los ventiladores y los motores encargados de moverlos, siendo las solicitaciones mayores que en las otras partes del túnel. Por todo ello y por la dificultad de fabricación, es el propio fabricante de los ventiladores el que proporciona el soporte de la planta de potencia.

Por último, habrá que evitar el acoplamiento de las frecuencias de giro de los ventiladores con las frecuencias propias de la estructura, lo que podría llevar a resonancias indeseadas.

### 15.2. Paneles

Se van a analizar dos casos de carga para los paneles, aerodinámicas y las producidas por los operarios.

Por un lado, el movimiento del fluido a lo largo del túnel genera una diferencia de presiones entre el interior y el exterior. Esta diferencia causa una fuerza normal y distribuida uniformemente en las paredes. Para calcular esta diferencia utilizamos la expresión (15.1), con la velocidad de diseño de la cámara de ensayos (30 m/s) por ser en esta parte del túnel donde la velocidad será mayor, y por tanto la diferencia de presiones, siendo ésta de 551,25 Pa.

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho v^2 . \quad (15.1)$$

Para calcular las deformaciones se supone el modelo de teoría de placa plana, con un espesor constante mucho menor que las otras dimensiones, lo que constituye un caso de tensión plana.

El problema se resolverá como una placa plana simplemente apoyada mediante la teoría de Navier. El desplazamiento viene dado por la expresión (15.2).

$$w = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} w_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right), \quad (15.2)$$

$$w_{mn} = \frac{q_{mn}}{D\pi^4 \left[ \left(\frac{m}{a}\right)^2 + \left(\frac{n}{b}\right)^2 \right]^2}, \quad (15.3)$$

$$q_{mn} = \frac{4}{ab} \int_0^a \int_0^b q(x, y) \cdot \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) dx dy, \quad (15.4)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)}, \quad (15.5)$$

siendo  $a$  y  $b$  el largo y el ancho del panel,  $h$  el espesor del mismo,  $E$  el módulo de Young de la madera y  $\nu$  el coeficiente de Poisson.

Para calcular el desplazamiento solamente se ha escogido el primer término de la serie obteniendo así una buena aproximación al resultado final. Los valores de los parámetros geométricos y elásticos del panel se muestran en la siguiente tabla.

*Tabla 15.1. Valores de los parámetros geométricos y elásticos del panel.*

<b><math>a</math></b>	2,44 m
<b><math>b</math></b>	1,22 m
<b><math>h</math></b>	0,02 m
<b><math>\nu</math></b>	0,2
<b><math>E</math></b>	12 GPa

Además, como el desplazamiento máximo se produce justo en el centro del panel, las variables  $x$  e  $y$  se sustituyen por los valores  $a/2$  y  $b/2$ , respectivamente. Por lo tanto, el desplazamiento máximo es de 1,31 mm, siendo este un valor aceptable.

Hay que tener en cuenta que este resultado se calcula según la hipótesis de apoyo simple, aunque realmente habría que plantear la condición de empotramiento, ya que los paneles se encuentran fijados en los marcos. Eso supone que el desplazamiento hallado es superior al real, por lo que las deformaciones serán menores.

Por otro lado, dadas las dimensiones del túnel, queda claro que los operarios pueden introducirse en su interior. Por ello, las cargas que producen se van a modelizar como el peso de cuatro operarios de 80 kg cada uno más un peso extra que se pueda deber a herramientas o maquetas, en total 3500 N aproximadamente. En cualquier caso, hay que considerar que se trata de un caso de carga extremo.

Para el cálculo del desplazamiento debido a la carga anterior, se considera de nuevo una placa plana simplemente apoyada y una carga puntual aplicada en el centro del panel, por ser el caso más desfavorable.

Las expresiones utilizadas para el cálculo del desplazamiento son las mismas para el caso de una carga distribuida, cambiando únicamente el valor de  $q(x,y)$ .

$$q(x,y) = P\delta\left(x - \frac{a}{2}\right)\delta\left(y - \frac{b}{2}\right), \quad (15.6)$$

$$\int_a^b f(x)\delta(x - x_0) dx = \begin{cases} f(x_0) & a \leq x_0 \leq b \\ 0 & \text{resto} \end{cases}. \quad (15.7)$$

La expresión (15.6) se utiliza para resolver el valor de  $q$ , y finalmente se obtiene un valor del desplazamiento de 8,21 mm. Esta deformación es un valor pequeño, por lo que es válido, y además hay que tener en cuenta que se trata de un caso de carga extremo, que difícilmente se va a producir.

### 15.3. Marcos

Los marcos son responsables de dar rigidez a la estructura de paneles y soportar las cargas que se producen sobre ellos. Se supondrá que las únicas cargas soportadas por los marcos son las cargas aerodinámicas, ya que las cargas relativas a la estructura y al personal son soportadas por las vigas.

De esta forma, el problema se reduce a un marco con una carga uniformemente distribuida a lo largo de sus cuatro lados. Esta carga por unidad de longitud se calculará multiplicando la fuerza de presión sobre el panel correspondiente por el área del panel y dividiendo por la longitud del lado del marco. De esta definición se

deduce que la carga por unidad de longitud también se podrá expresar como el producto de la sobrepresión y la longitud del panel.

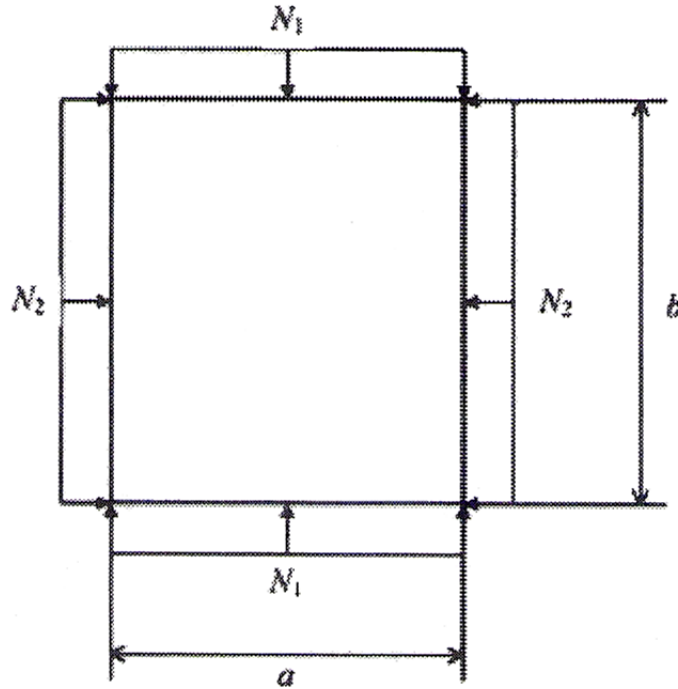


Figura 15.1. Geometría y carga sobre el marco<sup>33</sup>.

El problema es hiperestático y debido a la doble simetría existente, el marco es intraslacional, por lo que el problema se resuelve de una manera sencilla descomponiendo la estructura en cuatro vigas simplemente apoyadas con una incógnita hiperestática: el momento  $M_0$  en los apoyos.

Para conocer el momento hiperestático, se impone la condición de compatibilidad de giro en los nudos en la que el giro por la izquierda es igual al giro por la derecha. Los ángulos vienen dados según las expresiones (15.8) y (15.9).

$$\theta^+ = \frac{M_0 a}{3EI} + \frac{M_0 a}{6EI} - \frac{N_1 a^3}{24EI}, \quad (15.8)$$

$$\theta^- = -\frac{M_0 b}{3EI} - \frac{M_0 b}{6EI} + \frac{N_2 b^3}{24EI}, \quad (15.9)$$

siendo  $E$  el módulo de elasticidad del material, e  $I$  el momento de inercia de la sección de la viga respecto al eje principal de inercia perpendicular a ese plano.

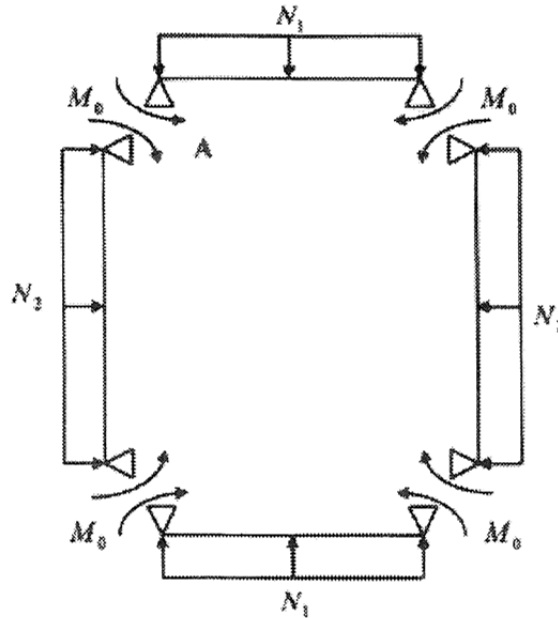


Figura 15.2. Descomposición de la estructura en problema hiperestático<sup>33</sup>.

Al igualar las dos expresiones anteriores, se obtiene la expresión buscada para el momento hiperestático. La ley de momentos flectores se expresa por tanto según la ecuación (15.11).

$$M_0 = \frac{N_1 a^3 + N_2 b^3}{12(a + b)}, \quad (15.10)$$

$$M_y(x) = M_0 - \frac{NL}{2}(L - x) + N \frac{(L - x)^2}{2}, \quad (15.11)$$

$$N_1 = \frac{\Delta p \cdot A}{b}, \quad (15.12)$$

$$N_2 = \frac{\Delta p \cdot A}{a}, \quad (15.13)$$

siendo  $L$  la longitud de la viga, y  $A$  el área de la sección de la cámara de ensayos según las vigas.

La distribución de esfuerzos para ejes no principales de inercia se obtiene según la expresión (15.14).

$$\sigma_{xx} = -\frac{\overline{M}_y}{I_y}z - \frac{\overline{M}_z}{I_z}y, \quad (15.14)$$

$$\overline{M}_y = \frac{M_y + M_z \frac{I_{yz}}{I_z}}{1 - \frac{I_{yz}^2}{I_y I_z}}, \quad (15.15)$$

$$\overline{M}_z = \frac{M_z + M_y \frac{I_{yz}}{I_y}}{1 - \frac{I_{yz}^2}{I_y I_z}}. \quad (15.16)$$

Se ha escogido una viga de sección simétrica en “U” para facilitar los cálculos, siendo la geometría de la misma la mostrada en la Figura 15.3. Las vigas son proporcionadas por la empresa Lizalde, están normalizadas según la norma UNE EN-10025 y son del tipo UPN (véase también Anexo 8).

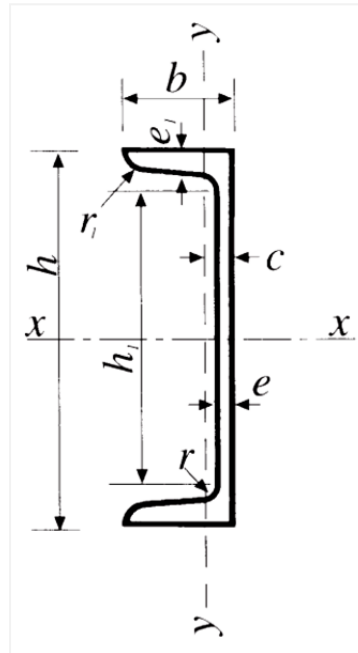


Figura 15.3. Dimensiones de un perfil de viga UPN<sup>34</sup>.



Tabla 15.2. Valores de los parámetros de un perfil de viga UPN 80<sup>34</sup>.

$h$ (mm)	$b$ (mm)	$e$ (mm)	$e1$ (mm)
80	45	6	8

Las dimensiones de las vigas se han seleccionado procurando que éstas se puedan atornillar fácilmente a la madera, y de manera que resulten lo más ligeras posibles. El material de las vigas según el catálogo es el acero S 275 JR y, según la norma UNE mencionada, tiene las siguientes características:

- Límite elástico ( $\sigma_y$ ): 275 N/mm<sup>2</sup>.
- Esfuerzo de rotura ( $\sigma_u$ ): 410 N/mm<sup>2</sup>.
- Módulo de elasticidad ( $E$ ): 210000 N/mm<sup>2</sup>.
- Módulo de rigidez ( $G$ ): 81000 N/mm<sup>2</sup>.
- Coeficiente de Poisson ( $\nu$ ): 0,3.
- Coeficiente de dilatación térmica ( $\alpha$ ):  $1,2 \times 10^{-5}$  (°C)<sup>-1</sup>.
- Densidad ( $\rho$ ): 7850 kg/m<sup>3</sup>.

Al igual que en el caso de los paneles, los marcos que encontrarán las mayores cargas aerodinámicas serán los de la cámara de ensayos. En esta zona, las dimensiones de los marcos necesarias son de 2,44 metros y 2,54 metros. Por lo tanto, los valores obtenidos de las ecuaciones anteriores son los siguientes.

Tabla 15.3. Valores de los parámetros geométricos y dinámicos de la estructura de la Figura 15.2.

$\Delta p = 551,25$ Pa	$a = 2,54$ m
$A = 6,1976$ m <sup>2</sup>	$b = 2,44$ m
$N_1 = 1400,175$ N/m	$N_2 = 1345,05$ N/m
$M_0 = 709,19$ Nm	

Una vez hallado el momento hiperestático, el momento flector máximo se da en los extremos de las vigas y su valor coincide con el del momento anterior. Para calcular el esfuerzo máximo hay que tener en cuenta que se produce en  $z = 40$  (según ejes principales de inercia).

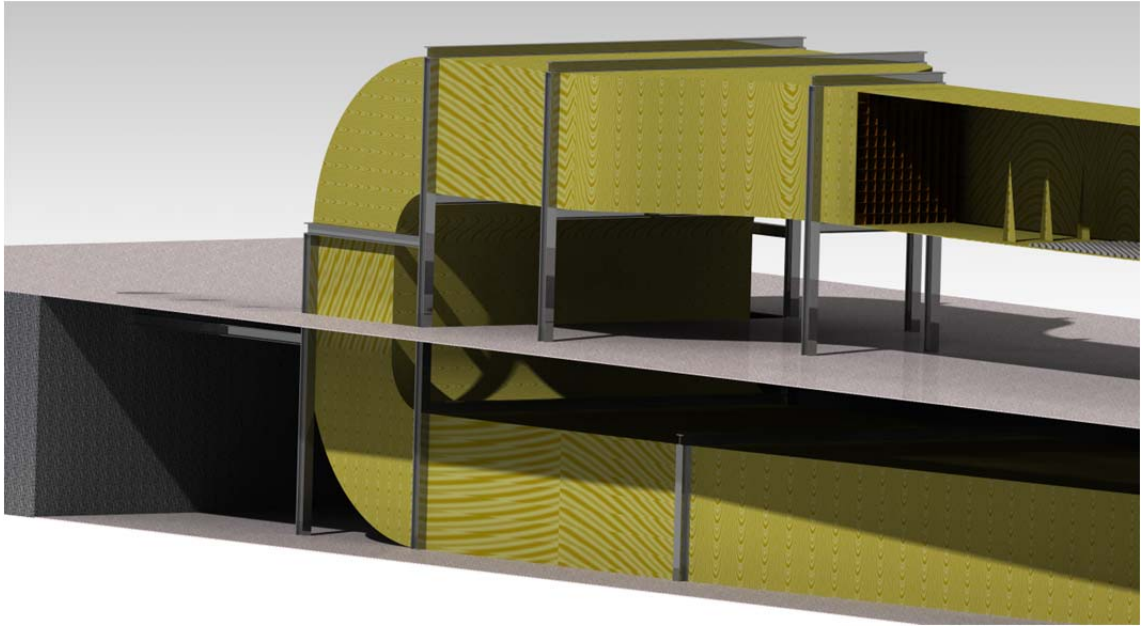
Tabla 15.4. Resultados finales de los marcos de la cámara de ensayos.

$M_y = \overline{M}_y = M_0 = 709,19 \text{ Nm}$	$M_z = \overline{M}_z = 0 \text{ Nm}$
$y_{CG} = 29,3 \text{ mm}$ (ejes con origen en la esquina inferior izquierda de la sección)	$z_{CG} = 40 \text{ mm}$ (ejes con origen en la esquina inferior izquierda de la sección)
$I_y = 1068032 \text{ mm}^4$	$I_z = 217880 \text{ mm}^4$
$I_{yz} = 0 \text{ mm}^4$	$A = 1104 \text{ mm}^2$
$\sigma_{m\acute{a}x} = 26,5 \text{ MPa}$ (tanto en compresión como en tracción)	

El esfuerzo máximo no supera el límite elástico ni último del material por lo que es válida su elección.

#### 15.4. Vigas

Al tratarse de un túnel de circuito cerrado en sentido vertical, las vigas no van a formar simples pórticos para sostener dicho túnel, sino una estructura articulada más compleja, ya que habrá vigas que sólo estén presentes en un piso del túnel, y otras que estén presentes en ambos.



*Figura 15.4. Ejemplo de una posible estructura articulada en el que se apoye el túnel aerodinámico.*

Así pues, el estudio estructural de todo el conjunto de vigas supone una tarea muy amplia y compleja para ser tratada en este proyecto. Sin embargo, se pueden estudiar una serie de casos particulares que aseguren la correcta elección de un tipo de viga. Se trata de asegurar que en las vigas no se produce el fallo por efecto de las cargas a las que son sometidas, las cargas que produce el túnel sobre ellas.

El caso más extremo es el de una viga (o columna) en flexo-compresión, es decir, la acción de una fuerza de compresión junto a otras fuerzas o momentos que flexan la viga, actuando de forma conjunta. De esta manera la deformación de la columna es mayor que si se produjese por la acción de alguna de esas fuerzas por separado.

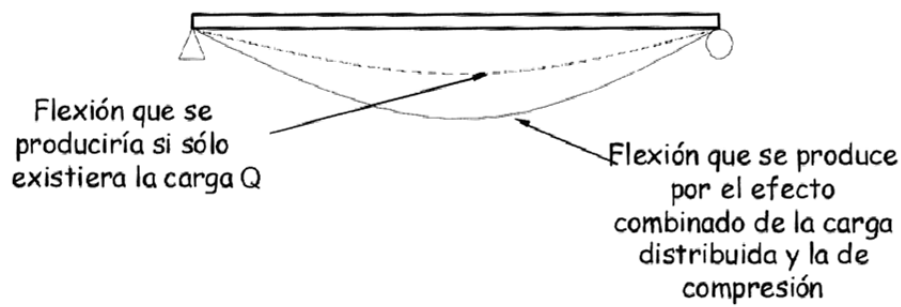


Figura 15.5. Deformada de una columna-viga por la acción conjunta de fuerzas de compresión y una fuerza distribuida que produce flexión<sup>35</sup>.

El fallo de una columna sometida sólo a compresión se produce cuando se le aplica una carga cercana a la carga crítica, para la cual las deformaciones en la columna son permanentes. Sin embargo, debido a la acción de fuerzas o momentos flectores, el fallo se produce antes.

Se debe garantizar que no se produzcan deformaciones permanentes en ninguna columna, por lo que se comprobará que el esfuerzo máximo que en ellas se produce no supere el límite elástico del material elegido.

Las vigas que se van a estudiar son las proporcionadas por la empresa Lizalde Comercial, en cuyo catálogo se encuentran las vigas de perfil HEB, normalizadas según la norma UNE EN-10025 (véase Anexo 8). Las medidas del perfil elegido se ilustran en la Figura 15.6.

Tabla 15.5. Valores de los parámetros geométricos de una viga HEB 200<sup>34</sup>.

$h$ (mm)	$b$ (mm)	$e$ (mm)	$e_1$ (mm)
200	200	9	15

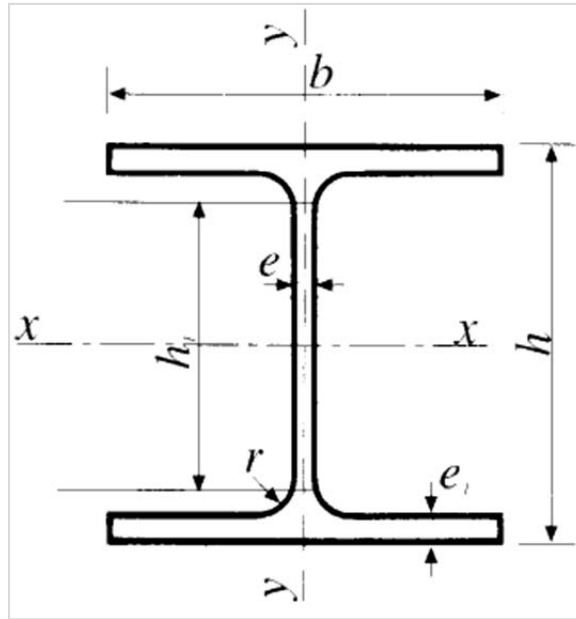


Figura 15.6. Dimensiones del perfil de una viga HEB 200<sup>34</sup>.

El material de las vigas elegidas es acero S 275 JR, según el catálogo y la norma UNE mencionados anteriormente, y tiene las características comentadas en el anterior apartado.

El caso de carga que se va a estudiar es el representado en la Figura 15.7. En la imagen se observan dos fuerzas  $P$  de compresión y una fuerza  $Q$  de flexión. Se proponen como valores de dichas fuerzas el peso correspondiente a un tramo superior del túnel más 3 o 4 personas en su interior, siendo una masa de aproximadamente 2000 kg, lo que supone un valor de 19600 N. La longitud de la viga será de 8 metros. No hay que olvidar que éste es un caso hipotéticamente extremo, y que por tanto las sollicitaciones a las que se expondrán las vigas serán mucho menores.

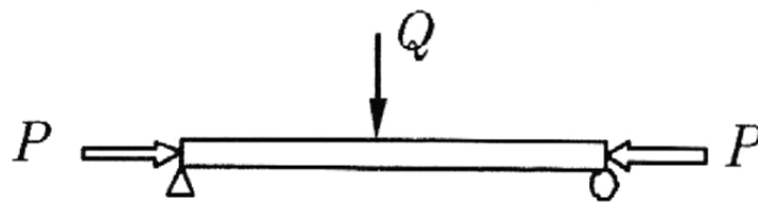


Figura 15.7. Caso de carga de una viga en flexo-compresión<sup>35</sup>.

Comenzamos calculando la carga crítica de pandeo del perfil, según la expresión (15.17). Si nos saliera menor que la aplicada (19600 N) no es necesario continuar, ya que el fallo de la viga estaría garantizado. Sin embargo, el valor resultante es de 648086 N.

$$p_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} = A\sigma_{cr}, \quad (15.17)$$

$$I_y = \frac{1}{12}eh^3 + 2\frac{1}{12}be_1^3 + 2be_1\frac{h^2}{4}, \quad (15.18)$$

$$I_z = 2\frac{1}{12}b^3e_1 + \frac{1}{12}e^3h, \quad (15.19)$$

siendo  $I$  el momento de inercia menor del perfil (se utiliza es más pequeño entre  $I_y$  o  $I_z$ ),  $A$  el área del perfil, y  $\sigma_{cr}$  el esfuerzo crítico.  $A$  tiene un valor de  $4800 \text{ mm}^2$ ,  $I_y$  de  $6,6 \times 10^7 \text{ mm}^4$ , y  $I_z$  de  $2 \times 10^7 \text{ mm}^4$ .

El valor resultante de carga crítica corresponde a un esfuerzo crítico de 135 MPa, demasiado bajo para que haya que corregirlo por plasticidad.

En ausencia de carga de compresión, el momento flector máximo se calcula según la expresión (15.20) y resulta un valor de  $3,92 \times 10^7 \text{ Nmm}$ . Sin embargo, el hecho de que la viga esté sometida también a compresión hace que dicho momento flector tenga que ser multiplicado por un factor de amplificación, por lo que el momento flector máximo debido a la flexo-compresión es de  $4,02 \times 10^7 \text{ Nmm}$ .

$$M_{\max P=0} = \frac{Ql}{4}, \quad (15.20)$$

$$M_{\max} = \frac{1}{2}Qj \cdot \tan\left(\frac{l}{2j}\right), \quad (15.21)$$

$$j = \sqrt{\frac{EI}{P}}. \quad (15.22)$$

Para calcular los esfuerzos hay que combinar los producidos por la compresión y los producidos por el momento flector, según la expresión (15.23).

$$\sigma = M \frac{z}{I} \pm \frac{p}{A}. \quad (15.23)$$

Para la parte de la sección que trabaja en compresión (parte superior) el esfuerzo tiene un valor de 204,96 MPa, y para la parte que trabaja en tracción (parte inferior) el esfuerzo es 196,79 MPa. Ambos valores están por debajo del límite elástico del material, por lo que cualquier deformación que se produzca en la viga no será de forma permanente y tampoco se producirá el fallo en la misma.

La conclusión final de este estudio es que la viga seleccionada puede ser una viga adecuada para la construcción de la estructura que soporte al túnel aerodinámico. Sin embargo, no se puede tener una certeza absoluta de su validez hasta que no se realice un análisis estructural más completo.

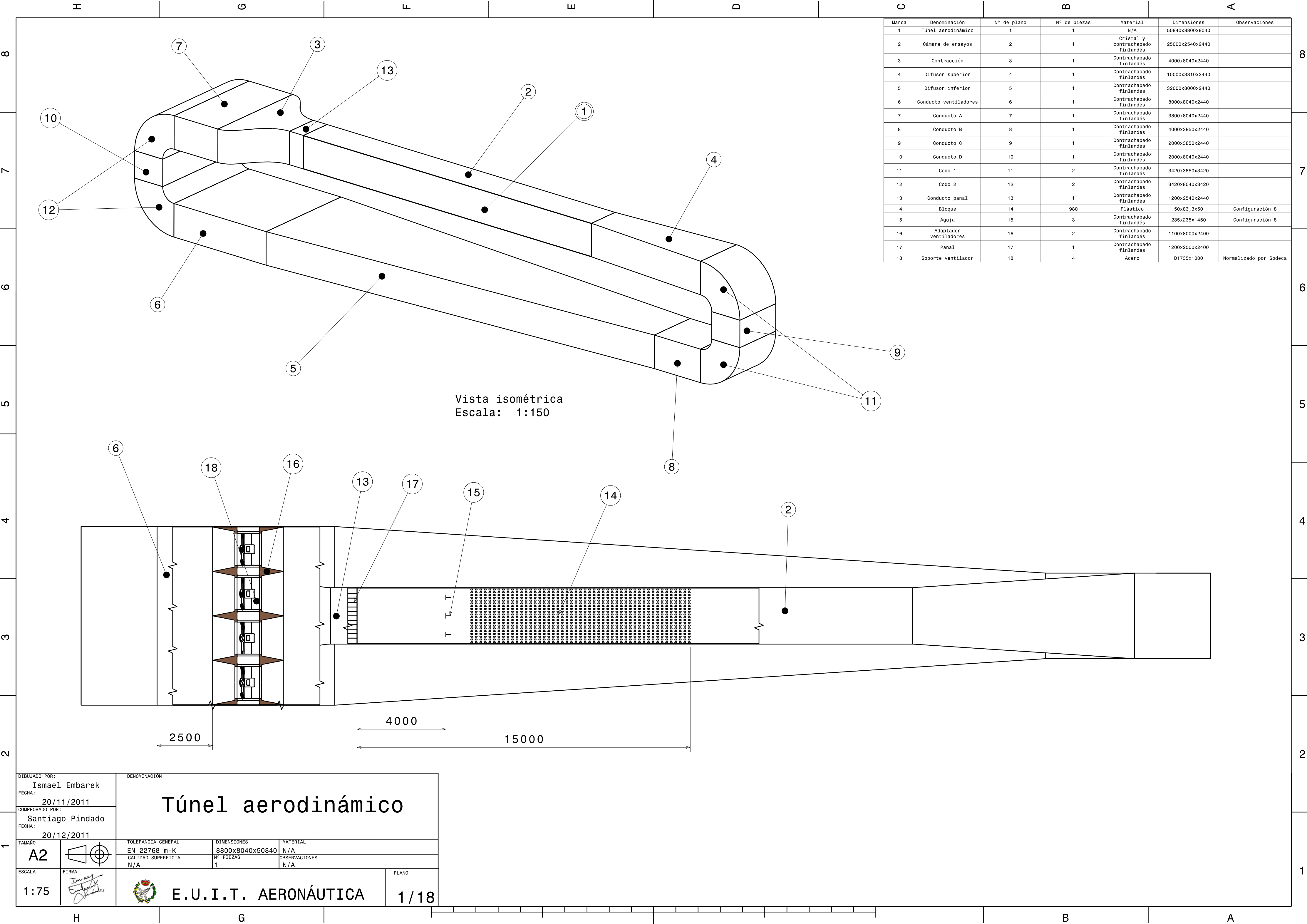




**Anexo 7. Planos**

**16**





Marca	Denominación	Nº de plano	Nº de piezas	Material	Dimensiones	Observaciones
1	Túnel aerodinámico	1	1	N/A	50840x8800x8040	
2	Cámara de ensayos	2	1	Cristal y contrachapado finlandés	25000x2540x2440	
3	Contracción	3	1	Contrachapado finlandés	4000x8040x2440	
4	Difusor superior	4	1	Contrachapado finlandés	10000x3810x2440	
5	Difusor inferior	5	1	Contrachapado finlandés	32000x8000x2440	
6	Conducto ventiladores	6	1	Contrachapado finlandés	8000x8040x2440	
7	Conducto A	7	1	Contrachapado finlandés	3800x8040x2440	
8	Conducto B	8	1	Contrachapado finlandés	4000x3850x2440	
9	Conducto C	9	1	Contrachapado finlandés	2000x3850x2440	
10	Conducto D	10	1	Contrachapado finlandés	2000x8040x2440	
11	Codo 1	11	2	Contrachapado finlandés	3420x3850x3420	
12	Codo 2	12	2	Contrachapado finlandés	3420x8040x3420	
13	Conducto panel	13	1	Contrachapado finlandés	1200x2540x2440	
14	Bloque	14	980	Plástico	50x83,3x50	Configuración 8
15	Aguja	15	3	Contrachapado finlandés	235x235x1450	Configuración 8
16	Adaptador ventiladores	16	2	Contrachapado finlandés	1100x8000x2400	
17	Panel	17	1	Contrachapado finlandés	1200x2500x2400	
18	Soporte ventilador	18	4	Acero	D1735x1000	Normalizado por Sodeca

DIBUJADO POR: Ismael Embarek		DENOMINACION	
FECHA: 20/11/2011		Túnel aerodinámico	
COMPROBADO POR: Santiago Pindado			
FECHA: 20/12/2011			
TAMANO A2		TOLERANCIA GENERAL EN 22768 m-K	DIMENSIONES 8800x8040x50840
		CALIDAD SUPERFICIAL N/A	Nº PIEZAS 1
ESCALA 1:75	FIRMA 	MATERIAL N/A	
		OBSERVACIONES N/A	
		PLANO 1/18	
		E.U.I.T. AERONÁUTICA	

4

3

2

1

D

C

B

A

4

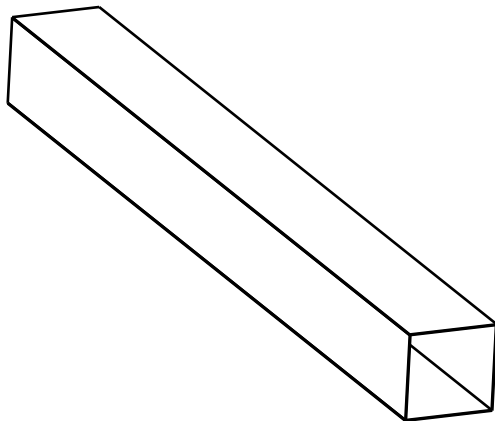
3

2

1

2440

20



Vista isométrica

25000

2540

DIBUJADO POR:  
Ismael Embarek  
FECHA:  
19/11/2011  
COMPROBADO POR:  
Santiago Pindado  
FECHA:  
20/12/2011

DENOMINACIÓN

# Cámara de ensayos

TAMANO  
**A4**

A technical drawing symbol for A4 paper size, consisting of a circle with a crosshair inside, and a rectangle with a crosshair inside.

TOLERANCIA GENERAL EN 315	DIMENSIONES 25000x2540x2440	MATERIAL Contrachapado finlandés y cristal
CALIDAD SUPERFICIAL I (EN 635)	Nº PIEZAS 1	OBSERVACIONES N/A

ESCALA  
**1:200**

FIRMA

	<b>E.U.I.T. AERONÁUTICA</b>	PLANO <b>2/18</b>
--	-----------------------------	----------------------

D

A



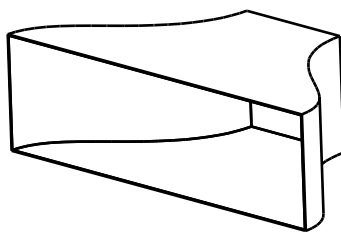
D

C

B

A

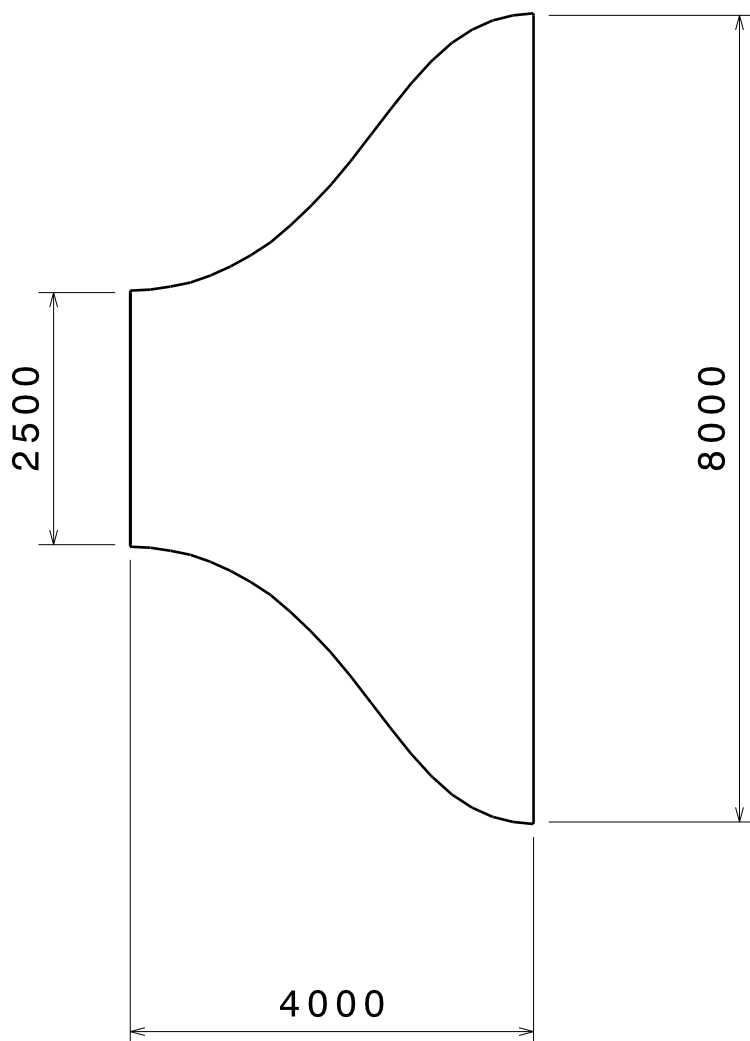
4



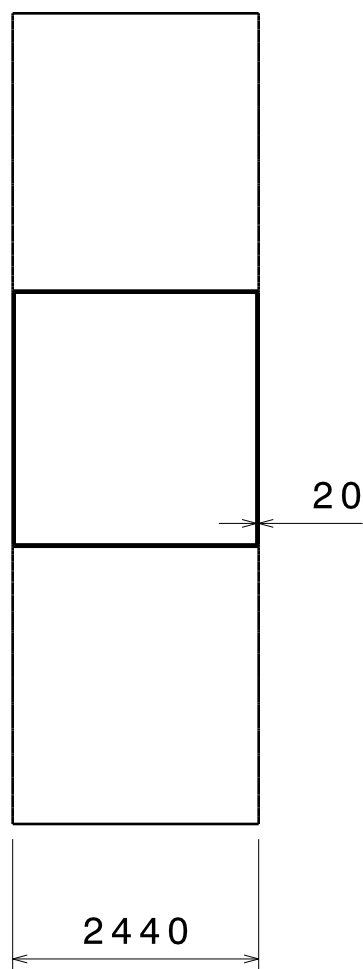
Vista isométrica  
Escala: 1:150

4

3



3



2

2

DIBUJADO POR:  
**Ismael Embarek**  
FECHA:  
**17/11/2011**  
COMPROBADO POR:  
**Santiago Pindado**  
FECHA:  
**20/12/2011**

DENOMINACIÓN

# Contracción

TAMANO  
**A4**

TOLERANCIA GENERAL <b>EN 315</b>	DIMENSIONES <b>4000x8040x2440</b>	MATERIAL <b>Contrachapado finlandés</b>
CALIDAD SUPERFICIAL <b>I (EN 635)</b>	Nº PIEZAS <b>1</b>	OBSERVACIONES <b>N/A</b>

ESCALA  
**1:75**

FIRMA

**E.U.I.T. AERONÁUTICA**

PLANO  
**3/18**

D

A

1

1



D

C

B

A

4

4

3

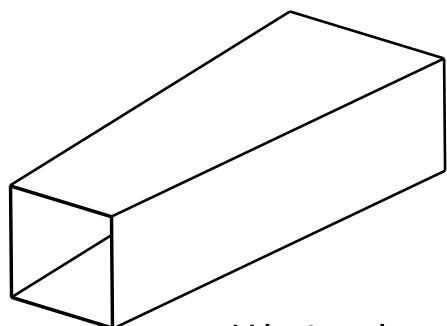
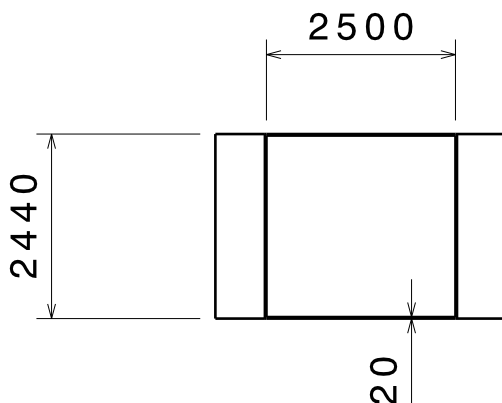
3

2

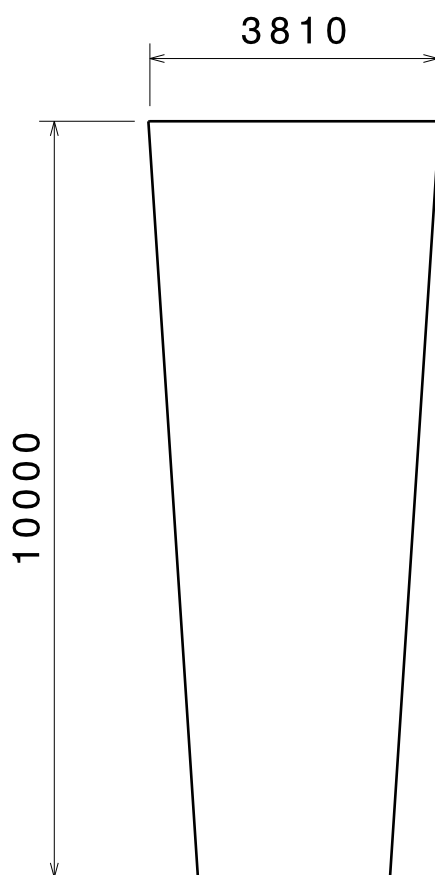
2

1

1



Vista isométrica  
Escala: 1:150



DIBUJADO POR:

Ismael Embarek

FECHA:

19/11/2011

COMPROBADO POR:

Santiago Pindado

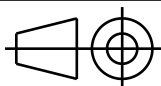
FECHA:

20/12/2011

DENOMINACIÓN

# Difusor superior

TAMANO

**A4**

TOLERANCIA GENERAL

EN 315

CALIDAD SUPERFICIAL

I (EN 635)

DIMENSIONES

10000x3810x2440

Nº PIEZAS

1

MATERIAL

Contrachapado finlandés

OBSERVACIONES

N/A

ESCALA

1:100

FIRMA

**E.U.I.T. AERONÁUTICA**

PLANO

**4/18**

D

A





D

C

B

A

4

4

3

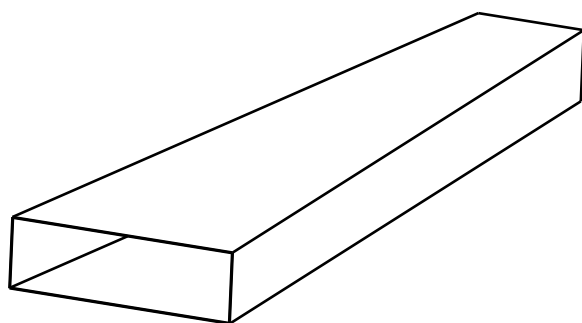
3

2

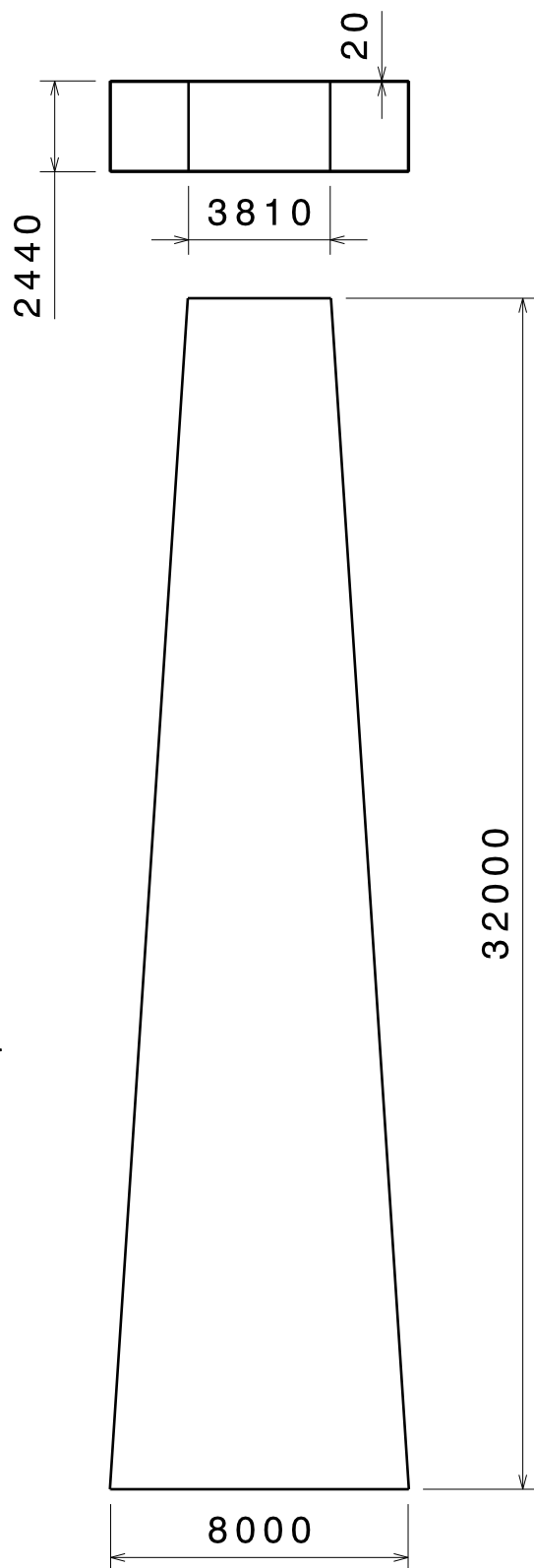
2

1

1



Vista isométrica  
Escala: 1:250



DIBUJADO POR:

Ismael Embarek

FECHA:

19/11/2011

COMPROBADO POR:

Santiago Pindado

FECHA:

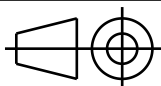
20/12/2012

DENOMINACIÓN

# Difusor inferior

TAMANO

A4



TOLERANCIA GENERAL

EN 315

CALIDAD SUPERFICIAL

I (EN 635)

DIMENSIONES

32000x8000x2440

Nº PIEZAS

1

MATERIAL

Contrachapado finlandés

OBSERVACIONES

N/A

ESCALA

1:200

FIRMA



## E.U.I.T. AERONÁUTICA

PLANO

5/18

D

A

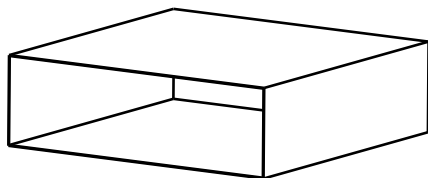


D

C

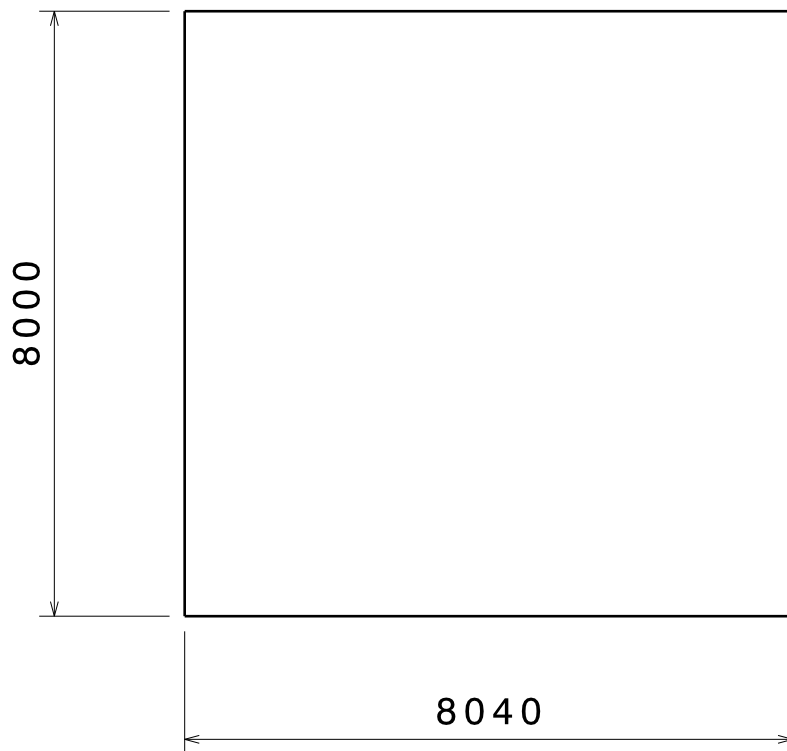
B

A



Vista isométrica

Escala: 1:200



DIBUJADO POR:

Ismael Embarek

FECHA:

19/11/2011

COMPROBADO POR:

Santiago Pindado

FECHA:

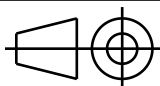
20/12/2011

DENOMINACIÓN

# Conducto de ventiladores

TAMANO

A4



TOLERANCIA GENERAL

EN 315

DIMENSIONES

8000x8040x2440

MATERIAL

Contrachapado finlandés

CALIDAD SUPERFICIAL

I (EN 635)

Nº PIEZAS

1

OBSERVACIONES

N/A

ESCALA

1:100

FIRMA



E.U.I.T. AERONÁUTICA

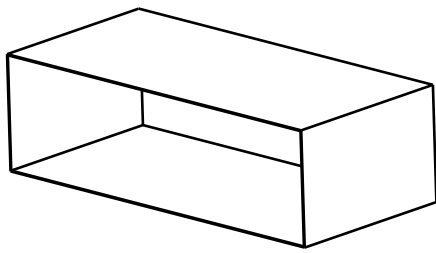
PLANO

6/18

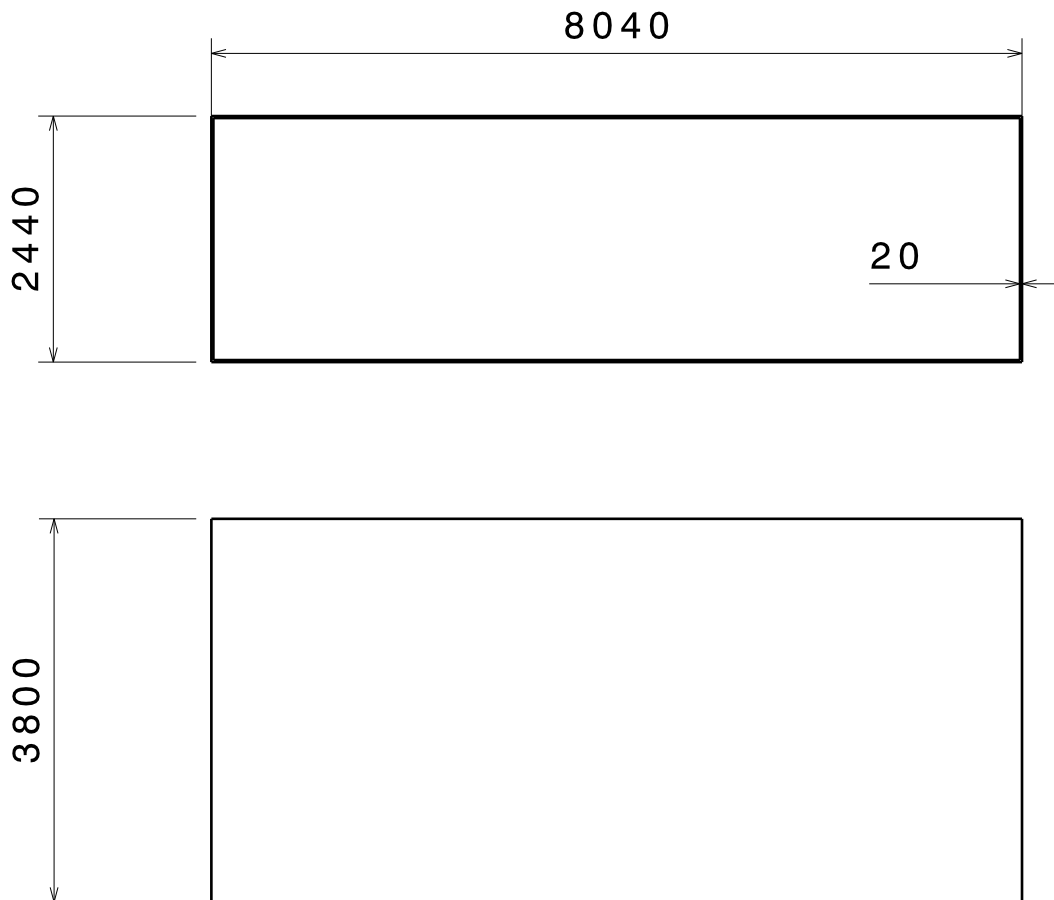
D

A



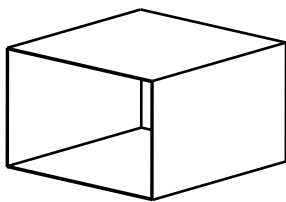


Vista isométrica  
Escala: 1:150

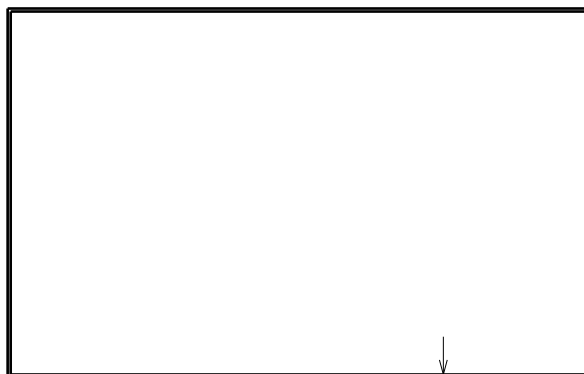


DIBUJADO POR: <b>Ismael Embarek</b>		DENOMINACIÓN  <b>Conducto A</b>		
FECHA: <b>19/11/2011</b>				
COMPROBADO POR: <b>Santiago Pindado</b>				
FECHA: <b>20/12/2011</b>				
TAMANO <b>A4</b>		TOLERANCIA GENERAL <b>EN 315</b>	DIMENSIONES <b>3800x8040x2440</b>	MATERIAL <b>Contrachapado finlandés</b>
ESCALA <b>1:75</b>		CALIDAD SUPERFICIAL <b>I (EN 635)</b>	Nº PIEZAS <b>1</b>	OBSERVACIONES <b>N/A</b>
FIRMA 				PLANO <b>7/18</b>





Vista isométrica  
Escala: 1:150



2440

20

4000

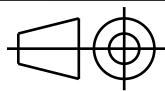
3850

DIBUJADO POR:  
**Ismael Embarek**  
FECHA:  
**19/11/2011**  
COMPROBADO POR:  
**Santiago Pindado**  
FECHA:  
**20/12/2011**

DENOMINACIÓN

**Conducto B**

TAMANO  
**A4**  
ESCALA  
**1:50**



FIRMA  
*Ismael Embarek*

TOLERANCIA GENERAL  
**EN 315**  
CALIDAD SUPERFICIAL  
**I (EN 635)**  
DIMENSIONES  
**4000x3850x2440**  
Nº PIEZAS  
**1**  
MATERIAL  
**Contrachapado finlandés**  
OBSERVACIONES  
**N/A**

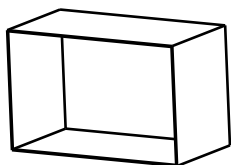


**E.U.I.T. AERONÁUTICA**

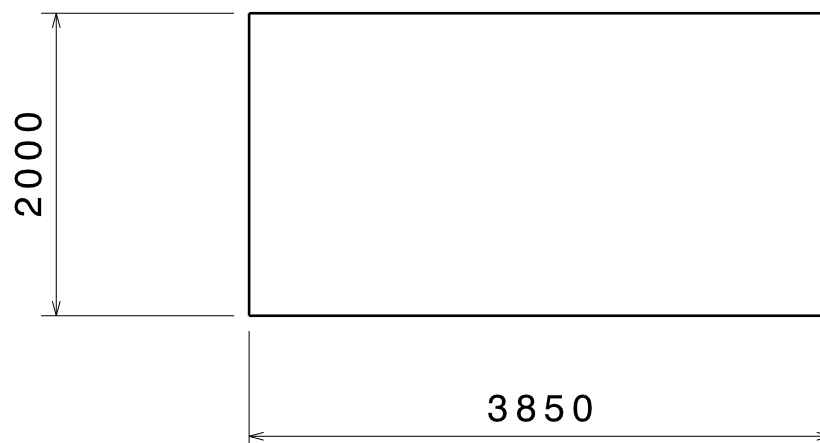
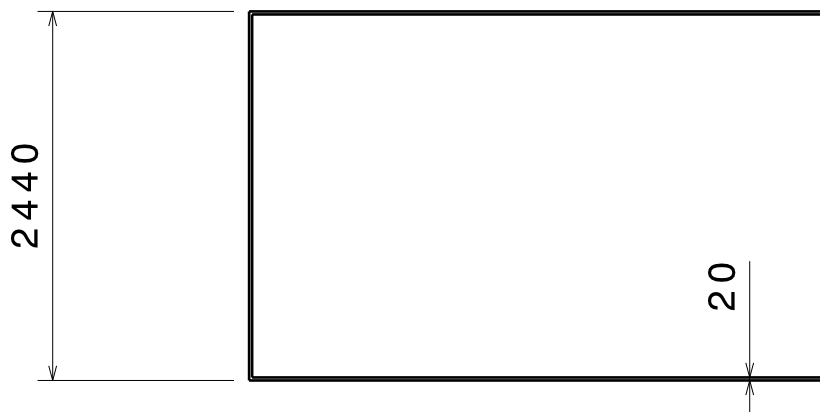
PLANO  
**8/18**





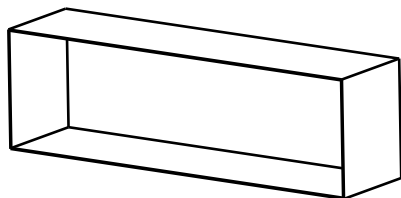


Vista isométrica  
Escala: 1:150



DIBUJADO POR: <b>Ismael Embarek</b>		DENOMINACIÓN  <b>Conducto C</b>		
FECHA: <b>19/11/2011</b>				
COMPROBADO POR: <b>Santiago Pindado</b>				
FECHA: <b>20/12/2011</b>				
TAMANO <b>A4</b>		TOLERANCIA GENERAL <b>EN 315</b>	DIMENSIONES <b>2000x3850x2440</b>	MATERIAL <b>Contrachapado finlandés</b>
ESCALA <b>1:50</b>		CALIDAD SUPERFICIAL <b>I (EN 635)</b>	Nº PIEZAS <b>1</b>	OBSERVACIONES <b>N/A</b>
FIRMA 				PLANO <b>9/18</b>





Vista isométrica  
Escala: 1:150

20

2440

2000

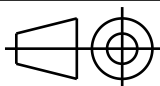
8040

DIBUJADO POR:  
**Ismael Embarek**  
FECHA:  
**19/11/2011**  
COMPROBADO POR:  
**Santiago Pindado**  
FECHA:  
**20/12/2011**

DENOMINACIÓN

**Conducto D**

TAMANO  
**A4**



TOLERANCIA GENERAL <b>EN 315</b>	DIMENSIONES <b>2000x8040x2440</b>	MATERIAL <b>Contrachapado finlandés</b>
CALIDAD SUPERFICIAL <b>I (EN 635)</b>	Nº PIEZAS <b>1</b>	OBSERVACIONES <b>N/A</b>

ESCALA  
**1:50**

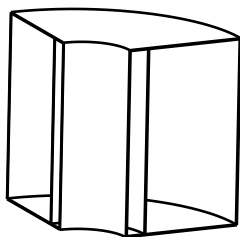
FIRMA



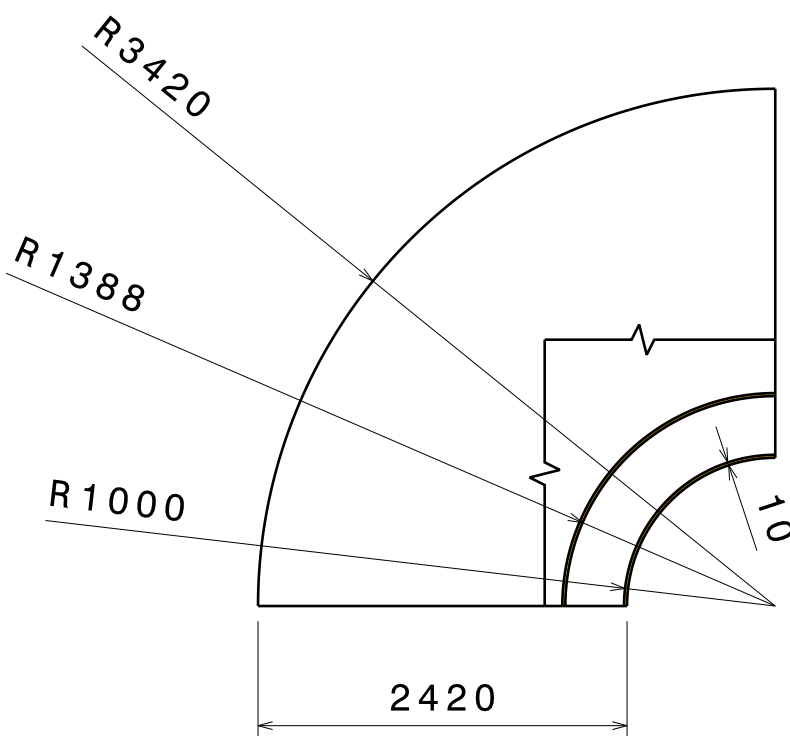
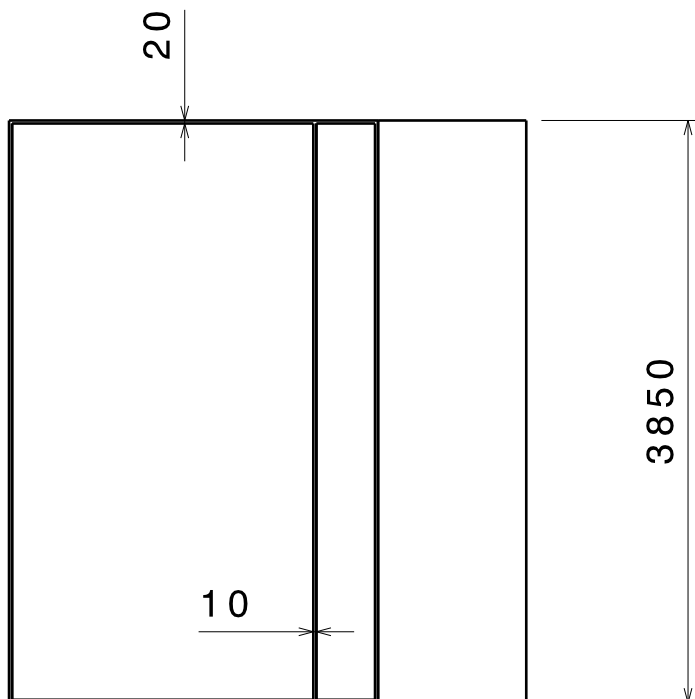
**E.U.I.T. AERONÁUTICA**

PLANO  
**10/18**





Vista isométrica  
Escala: 1:150

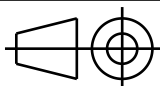


DIBUJADO POR:  
**Ismael Embarek**  
FECHA:  
**19/11/2011**  
COMPROBADO POR:  
**Santiago Pindado**  
FECHA:  
**20/12/2011**

DENOMINACIÓN

**Codo 1.1 y 1.2**

TAMANO  
**A4**



TOLERANCIA GENERAL <b>EN 315</b>	DIMENSIONES <b>3420x3850x3420</b>	MATERIAL <b>Contrachapado finlandés</b>
CALIDAD SUPERFICIAL <b>I (EN 635)</b>	Nº PIEZAS <b>2</b>	OBSERVACIONES <b>N/A</b>

ESCALA  
**1:50**

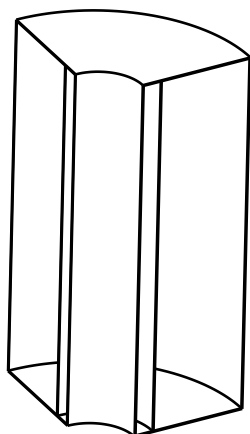
FIRMA  
*Ismael Embarek*



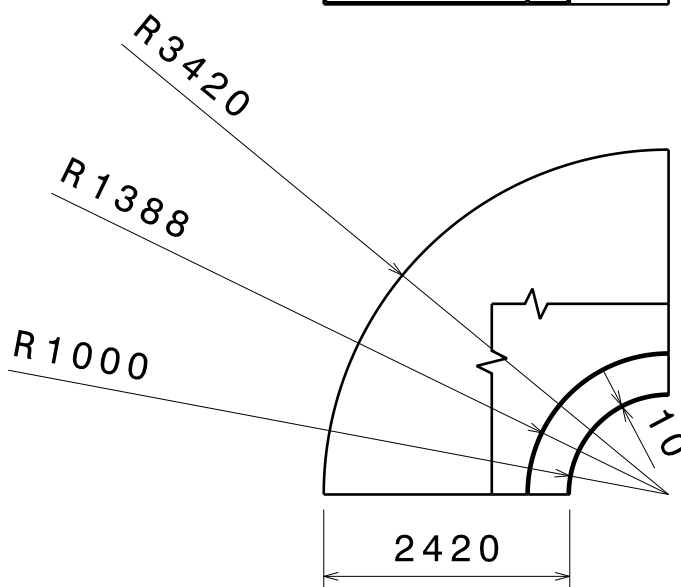
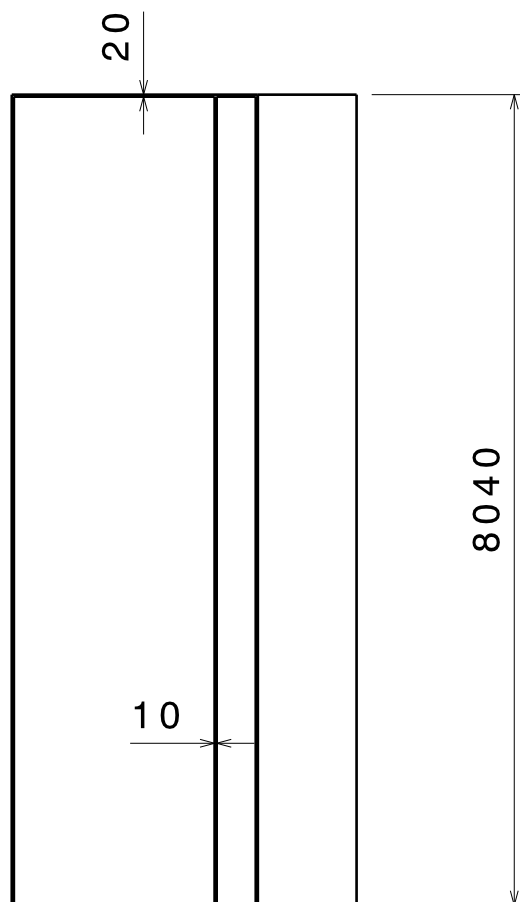
**E.U.I.T. AERONÁUTICA**

PLANO  
**11/18**





Vista isométrica  
Escala: 1:150

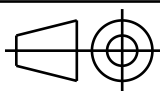


DIBUJADO POR:  
**Ismael Embarek**  
FECHA:  
**19/11/2011**  
COMPROBADO POR:  
**Santiago Pindado**  
FECHA:  
**20/12/2011**

DENOMINACIÓN

**Codo 2.1 y 2.2**

TAMANO  
**A4**



TOLERANCIA GENERAL EN 315	DIMENSIONES 3420x8040x3420	MATERIAL Contrachapado finlandés
CALIDAD SUPERFICIAL I (EN 635)	Nº PIEZAS 2	OBSERVACIONES N/A

ESCALA  
**1:75**

FIRMA  
*Ismael Embarek*



**E.U.I.T. AERONÁUTICA**

PLANO  
**12/18**



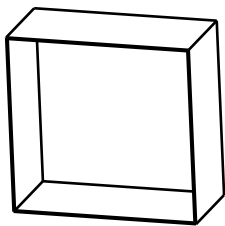


D

C

B

A



Vista isométrica  
Escala: 1:100

20

2440

2540

1200

DIBUJADO POR:

Ismael Embarek

FECHA:

20/11/2011

COMPROBADO POR:

Santiago Pindado

FECHA:

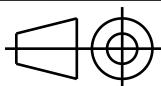
20/12/2011

DENOMINACIÓN

# Conducto del panal

TAMANO

A4



TOLERANCIA GENERAL

EN 315

DIMENSIONES

1200x2540x2440

MATERIAL

Contrachapado finlandés

CALIDAD SUPERFICIAL

I (EN 635)

Nº PIEZAS

1

OBSERVACIONES

N/A

ESCALA

1:30

FIRMA



## E.U.I.T. AERONÁUTICA

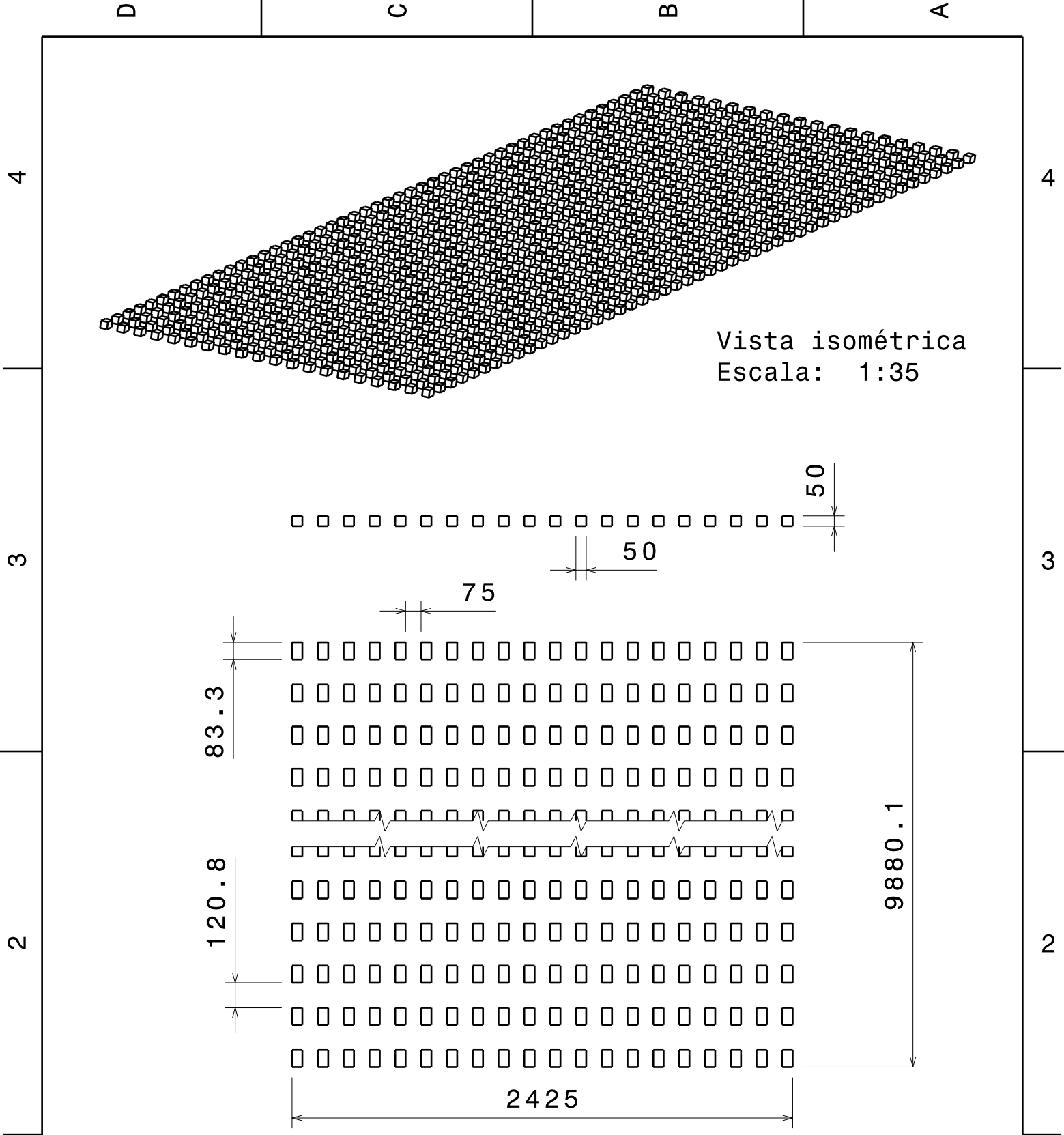
PLANO

13/18

D

A

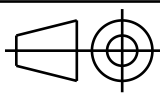




DIBUJADO POR:  
**Ismael Embarek**  
FECHA:  
**19/11/2011**  
COMPROBADO POR:  
**Santiago Pindado**  
FECHA:  
**20/12/2011**

DENOMINACIÓN  
**Bloques**

TAMANO  
**A4**



TOLERANCIA GENERAL  
**EN 22768 m-K**  
CALIDAD SUPERFICIAL

DIMENSIONES  
**50x83,3x50**  
Nº PIEZAS  
**980**

MATERIAL  
**Plástico**  
OBSERVACIONES  
**Configuración 8**

ESCALA  
**1:25**

FIRMA  
*Ismael Embarek*



**E.U.I.T. AERONÁUTICA**

PLANO  
**14/18**



D

C

B

A

4

4

3

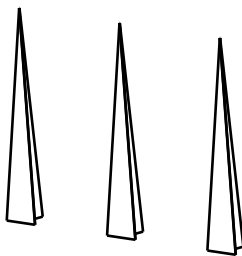
3

2

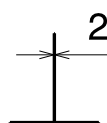
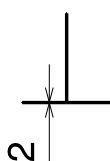
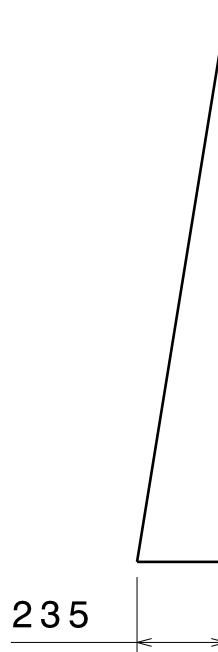
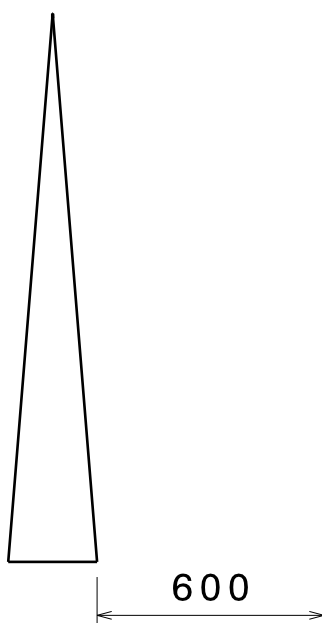
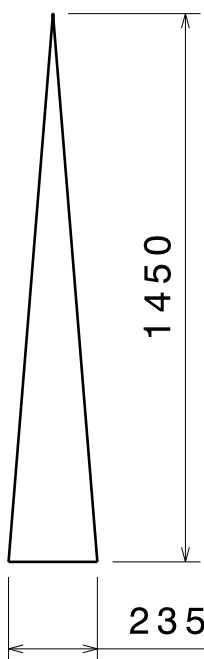
2

1

1



Vista isométrica  
Escala: 1:50



DIBUJADO POR:

Ismael Embarek

FECHA:

18/11/2011

COMPROBADO POR:

Santiago Pindado

FECHA:

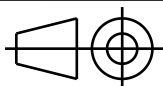
20/12/2011

DENOMINACIÓN

# Agujas

TAMANO

A4



TOLERANCIA GENERAL

EN 315

CALIDAD SUPERFICIAL

I (EN 635)

DIMENSIONES

235x235x1450

Nº PIEZAS

3

MATERIAL

Contrachapado finlandés

OBSERVACIONES

Configuración 8

ESCALA

1:20

FIRMA



## E.U.I.T. AERONÁUTICA

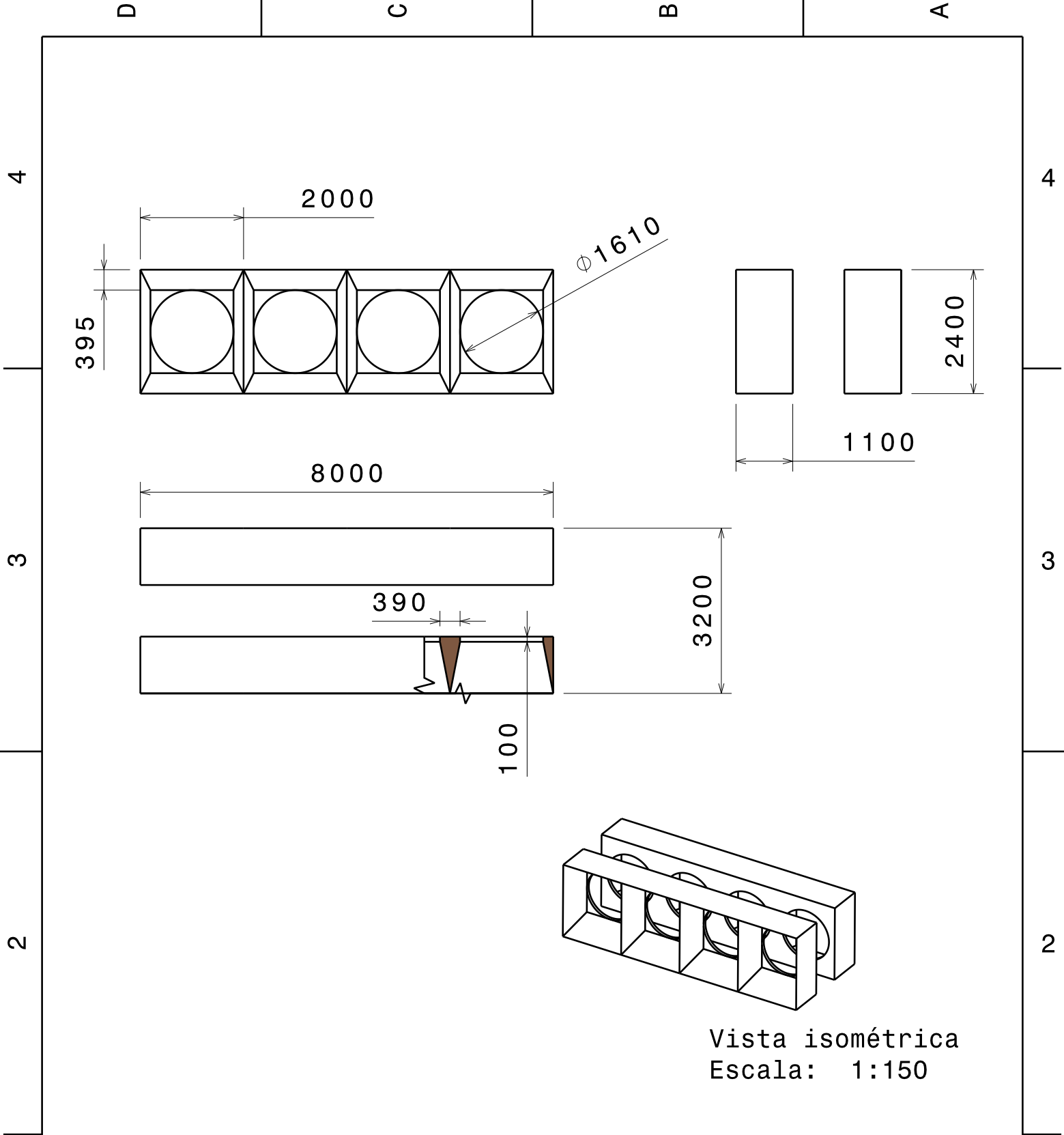
PLANO

15/18


D

A





Vista isométrica  
Escala: 1:150

DIBUJADO POR: Ismael Embarek FECHA: 19/11/2011		DENOMINACIÓN  Adaptador de ventiladores			
COMPROBADO POR: Santiago Pindado FECHA: 20/12/2011					
TAMANO A4		TOLERANCIA GENERAL EN 351	DIMENSIONES 1100x8000x2400	MATERIAL Contrachapado finlandés	
		CALIDAD SUPERFICIAL I (EN 635)	Nº PIEZAS 2	OBSERVACIONES N/A	
ESCALA 1:50	FIRMA 	 E.U.I.T. AERONÁUTICA			PLANO 16/18



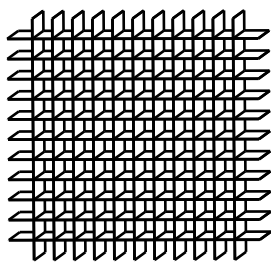


D

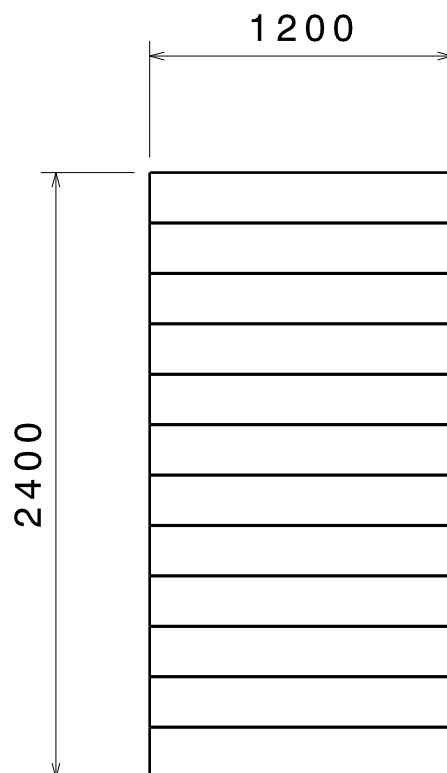
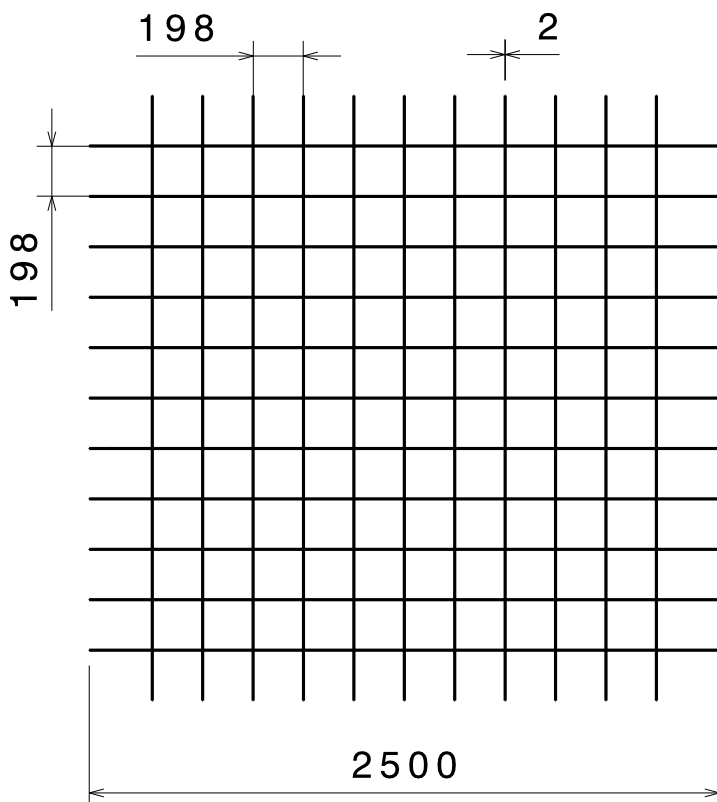
C

B

A



Vista isométrica  
Escala: 1:75



DIBUJADO POR:

Ismael Embarek

FECHA:

20/11/2011

COMPROBADO POR:

Santiago Pindado

FECHA:

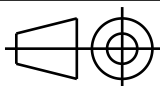
20/12/2011

DENOMINACIÓN

# Panal

TAMANO

A4



TOLERANCIA GENERAL

EN 315

CALIDAD SUPERFICIAL

I (EN 635)

DIMENSIONES

1200x2500x2400

Nº PIEZAS

1

MATERIAL

Contrachapado finlandés

OBSERVACIONES

N/A

ESCALA

1:30

FIRMA



## E.U.I.T. AERONÁUTICA

PLANO

17/18

D

A

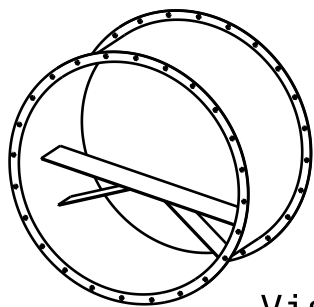


D

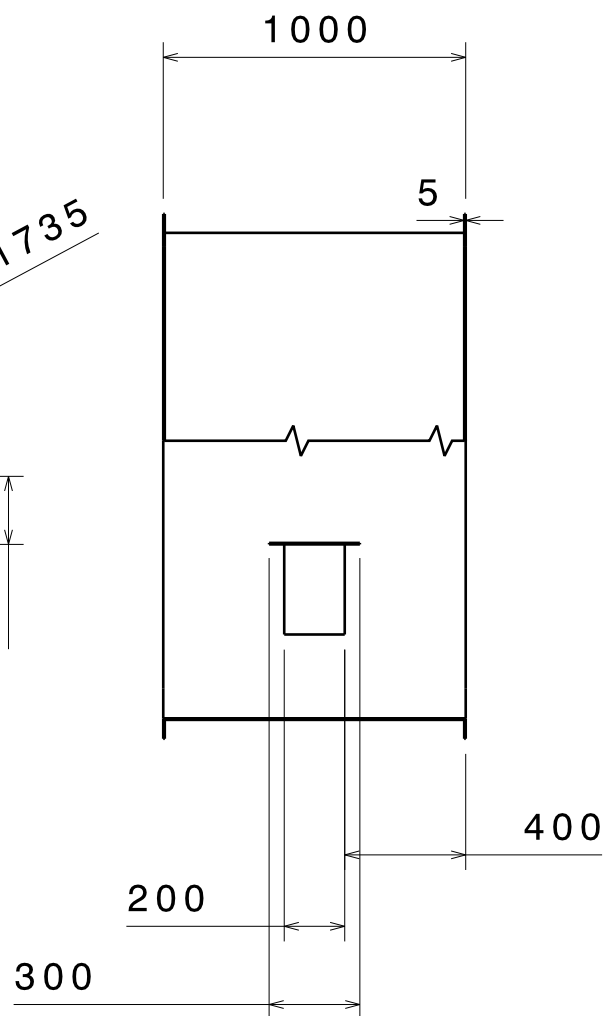
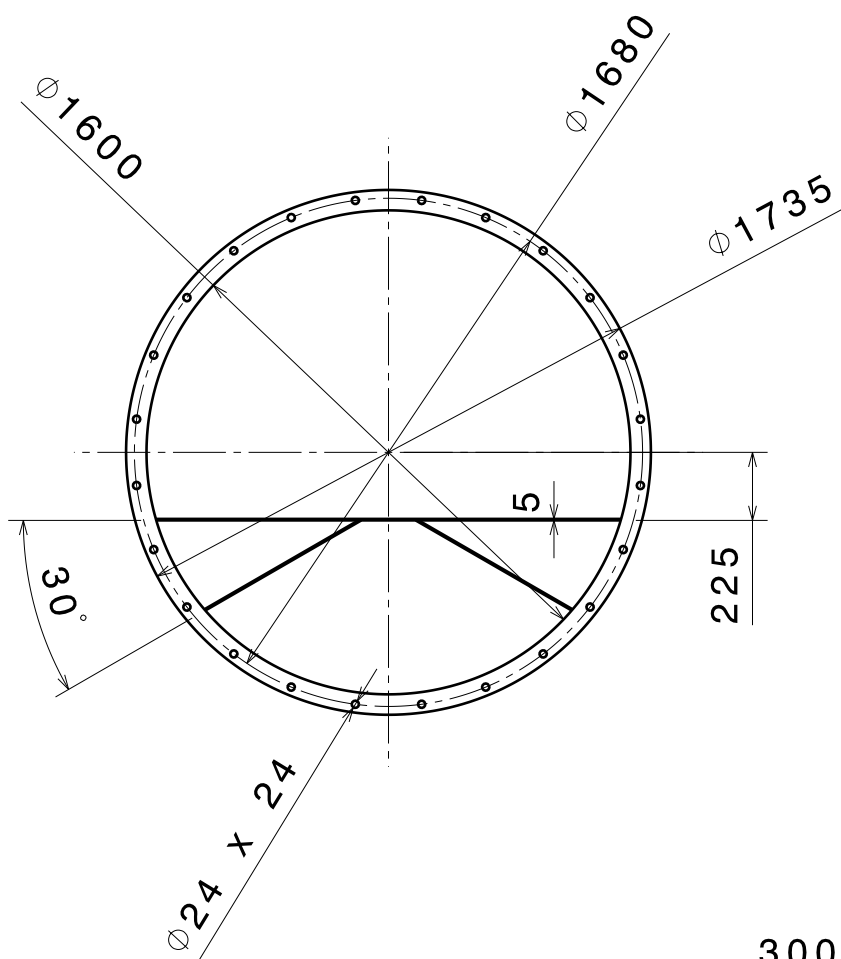
C

B

A



Vista isométrica  
Escala: 1:50



DIBUJADO POR:

Ismael Embarek

FECHA:

19/11/2011

COMPROBADO POR:

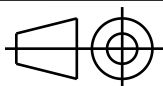
Santiago Pindado

FECHA:

20/12/2011

TAMANO

A4



ESCALA

1:25

FIRMA

DENOMINACIÓN

# Soporte de ventiladores

TOLERANCIA GENERAL

DIMENSIONES

MATERIAL

CALIDAD SUPERFICIAL

Nº PIEZAS

OBSERVACIONES

4

Normalizado por Sodeca

PLANO



E.U.I.T. AERONÁUTICA

18/18

D

A



## **Anexo 8. Catálogos**

# **17**





# Perfiles estructurales

## Structural profiles / Perfis estruturais

### Calidades y normas

### Qualities and norms

Acero · Steel		Perfil · Profile		
Designación · Denomination	Norma · Norm	País · Country	Designación · Denomination	Tolerancias Norma · Flexibility
			IPN	UNE 36521
			UPN	UNE 36522
			L	UNE 36531
			LD	UNE 36532
	UNE EN-10025	ESPAÑA	IPE	UNE 36526
S 275 JR			HEB	UNE 36527
			HEA	UNE 36528
			HEM	UNE 36529
			IPN	DIN 1025-1
			UPN	DIN 1026
			L	DIN 1028
			LD	DIN 1029
S 275 JR	UNE EN - 10025	ALEMANIA	IPE	DIN 1025-5
			HEB (IPB)	DIN 1025-2
			HEA (PBI)	DIN 1025-3
			HEM (IPBV)	DIN 1025-4
			IPN	EU 24
			UPN	EU 25
			L	EU 56
S 275 JR	EURONORM EU25	C.E.E.	LD	EU 57
			IPE	EU 44
			HE (B,A Y M)	EU 53
A 36	ASTM A-36	EE.UU.	W, HP Y C	A6
44 W	CSA G 40.21	CANADÁ	W Y HP	G 40.20
43 A	BS 4360	INGLATERRA	WF Y BP	BS-4
SS 41	JIS G 3101	JAPÓN	W Y HP	G3192
V ST 3 PS 4	GOST 380	URSS	I	GOST 8239
			U	GOST 8240
NAVAL A	SOC. CLASIFICADORES NAVALES		LLANTA CON BULBO	UNE 36548
CORTEN	LAS DE FABRICANTE	VARIOS	VARIOS	LAS DEL PERFIL
				CORRESPONDIENTE
ENSACOR D	ENSIDESA	ESPAÑA	(1)	"

(1) Cualquier perfil de caras paralelas, previa consulta.

In parallels sides profile, please consulting

Designación		re min. kg/mm <sup>2</sup>		Rm. Kg/mm <sup>2</sup> (N/mm <sup>2</sup> )		a % min. l <sub>0</sub> =5,65/st		doblado		resiliencia kv	
según norma		(n/mm <sup>2</sup> )						Blend		kgm (j)	
Denomination according to the norm								0			
antigua	actual	E ≤ 16	E > 16							VM	°C
A 37b	S235JR	24	23	37/48						2,8	
		(235)	(225)	(360/470)	24		1 a			(27)	+20
A 42 b	S275JR	26	25	42/53						2,8	
		(275)	(265)	(410/510)	22		2 a			(27)	+20
A 52 b	S355J2G3	36	35	50/64						2,8	
		(355)	(345)	(490/630)	20		2,5 a			(27)	+20



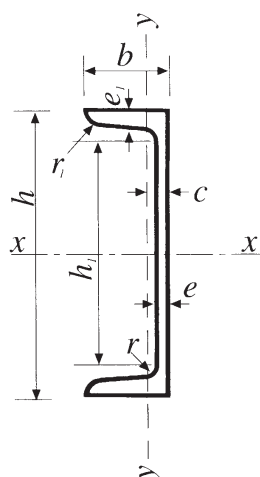
# Perfiles estructurales

## Structural profiles / Perfis estruturais



Perfiles, calidades y normas · UPN

Profiles, qualities and norms · UPN



### Valores estáticos - Static Values

A = área de la sección - section area

I = momento de inercia - inertia point

W = módulo resistente - resistance support

$I = \sqrt{\frac{I}{A}}$  = radio de giro - rotation radius

Medidas · Measurements	Sección Kg/m	Sección · Section Conversión · Conversion h	Sección · Section en mm. b	Sección · Section en mm. e	Sección · Section en mm. e1
80	8,87	80	45	6,0	8,0
100	10,87	100	50	6,0	8,5
120	13,74	120	55	7,0	9,0
140	16,40	140	60	7,0	10,0
160	19,27	160	65	7,5	10,5
180	22,55	180	70	8,0	11,0
200	25,93	200	75	8,5	11,5
220	30,14	220	80	9,0	12,5
240	34,03	240	85	9,5	13,0
260	38,85	260	90	10,0	14,0
280	42,85	280	95	10,0	15,0
300	47,36	300	100	10,0	16,0
320	60,99	320	100	14,0	17,5
350	62,12	350	100	14,0	16,0
380	64,68	380	102	13,5	16,0
400	73,60	400	110	14,0	18,0

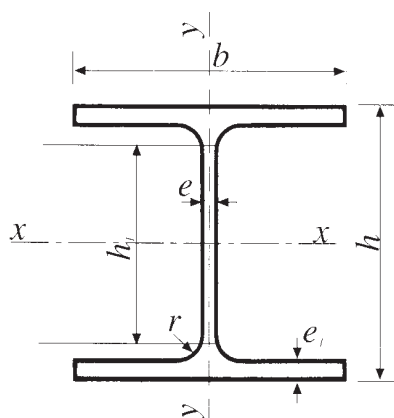


# Perfiles estructurales

## Structural profiles / Perfis estruturais

### Perfiles, calidades y normas · HEB

### Profiles, qualities and norms · HEB



### Valores estáticos - Static Values

A = área de la sección - section area

I = momento de inercia - inertia point

W = módulo resistente - resistance support

$I = \sqrt{\frac{I}{A}}$  = radio de giro - rotation radius

Medidas · Measurements	Kg/m	Sección · Section en mm. h	Sección en mm. b	Sección en mm. e	Sección en mm. e1
100	20,91	100	100	6,0	10,0
120	27,37	120	120	6,5	11,0
140	34,54	140	140	7,0	12,0
160	43,67	160	160	8,0	13,0
180	52,48	180	180	8,5	14,0
200	62,83	200	200	9,0	15,0
220	73,29	220	220	9,5	16,0
240	85,28	240	240	10,0	17,0
260	95,33	260	260	10,0	17,5
280	105,58	280	280	10,5	18,0
300	119,93	300	300	11,0	19,0
320	130,18	320	300	11,5	20,5
340	137,35	340	300	12,0	21,5
360	145,55	360	300	12,5	22,5
400	158,88	400	300	13,5	24,0
450	175,28	450	300	14,0	26,0
500	191,68	500	300	14,5	28,0
550	203,98	550	300	15,0	29,0
600	217,30	600	300	15,5	30,0
650	230,63	650	300	16,0	31,0
700	247,03	700	300	17,0	32,0
800	268,55	800	300	17,5	33,0
900	298,28	900	300	18,5	35,0
1000	321,85	1000	300	19,0	36,0



**HGT: Ventiladores helicoidales tubulares de gran diámetro, con motor directo**  
**HGTX: Ventiladores helicoidales tubulares de gran diámetro, con motor exterior**



**HGT**

**HGTX**



Versión bajo demanda (CJHGT)

Ventiladores helicoidales tubulares, equipados con hélices de aluminio de 3, 6 ó 9 álabes con diversos ángulos de inclinación.

Ventilador:

- Dirección aire motor-hélice
- Hélices de ángulo variable en fundición de aluminio (HGTX: de 3, 6 ó 9 álabes con diversos ángulos de inclinación)
- Envoltente tubular en chapa de acero
- HGT: La versión con carcasa larga va equipada con trampilla de inspección
- HGTX: Equipados con trampilla de inspección

Motor:

- Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP55
- Trifásicos 230/400V.-50Hz.(hasta 5,5CV.) y 400/690V.-50Hz.(potencias superiores a 5,5CV.)
- Temperatura de trabajo: -25°C.+ 50°C (HGT), -25°C.+ 120°C (HGTX)

Acabado: Anticorrosivo en resina de poliéster polimerizada a 190°C, previo desengrase alcalino y pretratamiento libre de fosfatos.

Bajo demanda:

- Dirección aire hélice-motor.
- Hélices reversibles 100%.
- Bobinados especiales para diferentes tensiones.
- Certificación ATEX Categoría 2

## Características técnicas

Modelo		Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)			Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m3/h)	Nivel de presión sonora dB(A)	Peso Aprox. Kg.	
			230V	400V	690V				HGT Larga	HGTX Corta
HGT-125-4T/3-10	HGTX-125-4T/3-10	1450	25,60	14,80		7,50	63000	88	211	178
HGT-125-4T/3-15	HGTX-125-4T/3-15	1460		21,50	12,40	11,00	76500	89	249	221
HGT-125-4T/3-20	HGTX-125-4T/3-20	1455		28,50	16,50	15,00	92100	91	268	240
HGT-125-4T/3-25	HGTX-125-4T/3-25	1470		35,00	20,20	18,50	98500	91	331	288
HGT-125-4T/3-30	HGTX-125-4T/3-30	1470		41,00	23,70	22,00	102600	92	348	305
HGT-125-4T/3-40	HGTX-125-4T/3-40	1475		56,00	32,30	30,00	117000	93	440	397
HGT-125-4T/3-50	HGTX-125-4T/3-50	1480		68,00	39,30	37,00	127500	94	474	418
HGT-125-4T/3-60	HGTX-125-4T/3-60	1480		84,00	48,50	45,00	131500	95	489	433
HGT-125-4T/6-20	HGTX-125-4T/6-20	1455		28,50	16,50	15,00	80500	89	277	249
HGT-125-4T/6-25	HGTX-125-4T/6-25	1470		35,00	20,20	18,50	96300	90	340	297
HGT-125-4T/6-30	HGTX-125-4T/6-30	1470		41,00	23,70	22,00	102000	90	357	314
HGT-125-4T/6-40	HGTX-125-4T/6-40	1475		56,00	32,30	30,00	117350	92	449	405
HGT-125-4T/6-50	HGTX-125-4T/6-50	1480		68,00	39,30	37,00	130000	93	483	427
HGT-125-4T/6-60	HGTX-125-4T/6-60	1480		84,00	48,50	45,00	136000	94	498	442
HGT-125-4T/6-75	HGTX-125-4T/6-75	1480		98,00	56,60	55,00	149500	95	549	499
HGT-125-4T/6-100	HGTX-125-4T/6-100	1480		132,00	76,20	75,00	155000	96	598	548
HGT-125-4T/9-25	HGTX-125-4T/9-25	1470		35,00	20,20	18,50	65000	88	349	306
HGT-125-4T/9-30	HGTX-125-4T/9-30	1470		41,00	23,70	22,00	74000	89	366	323
HGT-125-4T/9-40	HGTX-125-4T/9-40	1475		56,00	32,30	30,00	92000	91	458	414
HGT-125-4T/9-50	HGTX-125-4T/9-50	1480		68,00	39,30	37,00	109000	93	492	436
HGT-125-4T/9-60	HGTX-125-4T/9-60	1480		84,00	48,50	45,00	117000	94	507	451
HGT-125-4T/9-75	HGTX-125-4T/9-75	1480		98,00	56,60	55,00	135000	95	558	508
HGT-125-4T/9-100	HGTX-125-4T/9-100	1480		132,00	76,20	75,00	163000	99	607	557
HGT-125-6T/3-4	HGTX-125-6T/3-4	935	12,10	7,00		3,00	51000	79	204	171
HGT-125-6T/3-5,5	HGTX-125-6T/3-5,5	940	15,50	8,95		4,00	58000	80	209	176
HGT-125-6T/3-7,5	HGTX-125-6T/3-7,5	955	20,60	11,90		5,50	66000	81	217	184
HGT-125-6T/3-10	HGTX-125-6T/3-10	970	26,70	15,40		7,50	74000	83	262	234
HGT-125-6T/3-15	HGTX-125-6T/3-15	970		23,00	13,30	11,00	87500	84	276	248
HGT-125-6T/3-20	HGTX-125-6T/3-20	970		31,00	17,90	15,00	88500	85	358	315
HGT-125-6T/6-5,5	HGTX-125-6T/6-5,5	940	15,50	8,95		4,00	53000	77	218	185
HGT-125-6T/6-7,5	HGTX-125-6T/6-7,5	955	20,60	11,90		5,50	58000	77	226	193
HGT-125-6T/6-10	HGTX-125-6T/6-10	970	26,70	15,40		7,50	72200	79	271	243
HGT-125-6T/6-15	HGTX-125-6T/6-15	970		23,00	13,30	11,00	85000	81	285	257



HGT: Ventiladores helicoidales tubulares de gran diámetro, con motor directo  
HGTX: Ventiladores helicoidales tubulares de gran diámetro, con motor exterior

# HGT HGTX

## Características técnicas

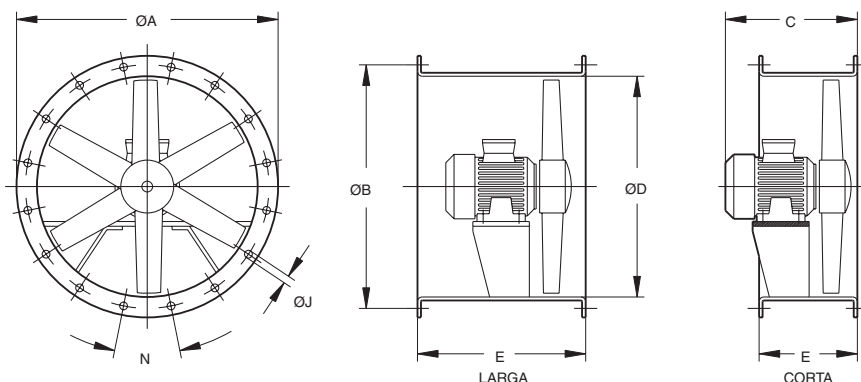
Modelo		Velocidad  (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)			Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m3/h)	Nivel de presión sonora dB(A)	Peso Aprox. Kg.		
			230V	400V	690V				HGT Larga	HGTX Corta	
HGT-125-6T/6-20	HGTX-125-6T/6-20	970		31,00	17,90	15,00	95000	82	367	324	454
HGT-125-6T/6-25	HGTX-125-6T/6-25	985		36,00	20,80	18,50	102000	84	409	365	498
HGT-125-6T/9-10	HGTX-125-6T/9-10	970	26,70	15,40		7,50	53000	78	280	252	400
HGT-125-6T/9-15	HGTX-125-6T/9-15	970		23,00	13,30	11,00	70500	81	294	266	414
HGT-125-6T/9-20	HGTX-125-6T/9-20	970		31,00	17,90	15,00	86500	84	376	333	463
HGT-125-6T/9-25	HGTX-125-6T/9-25	985		36,00	20,80	18,50	96500	85	418	374	507
HGT-125-6T/9-30	HGTX-125-6T/9-30	980		43,00	24,80	22,00	109500	87	438	394	527
HGT-125-8T/3-3	HGTX-125-8T/3-3	720	10,20	5,90		2,20	48900	71	209	176	340
HGT-125-8T/3-4	HGTX-125-8T/3-4	720	13,50	7,80		3,00	52500	71	216	183	347
HGT-125-8T/3-5,5	HGTX-125-8T/3-5,5	715	17,30	10,00		4,00	61000	73	249	221	369
HGT-125-8T/3-7,5	HGTX-125-8T/3-7,5	710	23,20	13,40		5,50	67200	75	262	234	382
HGT-125-8T/6-3	HGTX-125-8T/6-3	720	10,20	5,90		2,20	44000	69	218	185	349
HGT-125-8T/6-4	HGTX-125-8T/6-4	720	13,50	7,80		3,00	54500	71	225	192	356
HGT-125-8T/6-5,5	HGTX-125-8T/6-5,5	715	17,30	10,00		4,00	61500	72	258	230	378
HGT-125-8T/6-7,5	HGTX-125-8T/6-7,5	710	23,20	13,40		5,50	68000	73	271	243	391
HGT-125-8T/6-10	HGTX-125-8T/6-10	715	31,40	18,10		7,50	78500	75	301	273	421
HGT-125-8T/9-4	HGTX-125-8T/9-4	720	13,50	7,80		3,00	42000	70	234	201	365
HGT-125-8T/9-5,5	HGTX-125-8T/9-5,5	715	17,30	10,00		4,00	56500	73	267	239	387
HGT-125-8T/9-7,5	HGTX-125-8T/9-7,5	710	23,20	13,40		5,50	66500	75	280	252	400
HGT-125-8T/9-10	HGTX-125-8T/9-10	715	31,40	18,10		7,50	75500	76	310	282	430
HGT-125-8T/9-15	HGTX-125-8T/9-15	720	40,70	23,50	13,60	11,00	87000	79	372	329	459
HGT-140-6T/3-4		960	12,00	6,90		3,00	61000	82	251	214	
HGT-140-6T/3-5,5		960	15,10	8,70		4,00	67000	83	258	221	
HGT-140-6T/3-7,5		955		11,90	6,90	5,50	78000	84	266	229	
HGT-140-6T/3-10		970		15,40	8,90	7,50	89000	85	320	281	
HGT-140-6T/3-15		970		23,00	13,30	11,00	104000	86	334	295	
HGT-140-6T/3-20		970		31,00	17,90	15,00	111000	88	414	364	
HGT-140-6T/6-5,5		960	15,10	8,70		4,00	58000	82	268	231	
HGT-140-6T/6-7,5		955		11,90	6,90	5,50	72000	84	276	239	
HGT-140-6T/6-10		970		15,40	8,90	7,50	85000	85	330	291	
HGT-140-6T/6-15		970		23,00	13,30	11,00	102000	86	344	305	
HGT-140-6T/6-20		970		31,00	17,90	15,00	112000	87	423	374	
HGT-140-6T/6-25		985		36,00	20,80	18,50	123000	88	466	417	
HGT-140-6T/6-30		980		43,00	24,80	22,00	131000	89	486	437	
HGT-140-6T/9-10		970		15,40	8,90	7,50	70000	84	339	300	
HGT-140-6T/9-15		970		23,00	13,30	11,00	86000	86	353	314	
HGT-140-6T/9-20		970		31,00	17,90	15,00	100000	87	433	383	
HGT-140-6T/9-25		985		36,00	20,80	18,50	108000	88	475	427	
HGT-140-6T/9-30		980		43,00	24,80	22,00	121000	89	495	447	
HGT-140-6T/9-40		985		56,00	32,30	30,00	139000	91	561	499	
HGT-140-6T/9-50		985		69,00	39,80	37,00	148000	92	623	568	
HGT-140-8T/3-3		720	10,20	5,90		2,20	60000	78	258	221	
HGT-140-8T/3-4		720	13,50	7,80		3,00	64000	78	265	228	
HGT-140-8T/3-5,5		715	17,30	10,00		4,00	74000	79	307	268	
HGT-140-8T/3-7,5		710		13,40	7,70	5,50	82500	81	320	281	
HGT-140-8T/3-10		715		18,10	10,50	7,50	85500	82	350	311	
HGT-140-8T/6-3		720	10,20	5,90		2,20	54000	78	268	231	
HGT-140-8T/6-4		720	13,50	7,80		3,00	64000	79	275	238	
HGT-140-8T/6-5,5		715	17,30	10,00		4,00	74000	80	317	278	
HGT-140-8T/6-7,5		710		13,40	7,70	5,50	82000	81	330	291	
HGT-140-8T/6-10		715		18,10	10,50	7,50	94000	82	360	321	
HGT-140-8T/6-15		720		23,50	13,60	11,00	100000	83	419	370	
HGT-140-8T/9-4		720	13,50	7,80		3,00	53500	79	284	247	
HGT-140-8T/9-5,5		715	17,30	10,00		4,00	58500	79	326	287	
HGT-140-8T/9-7,5		710		13,40	7,70	5,50	71000	81	339	300	
HGT-140-8T/9-10		715		18,10	10,50	7,50	82000	82	369	330	
HGT-140-8T/9-15		720		23,50	13,60	11,00	95000	83	429	379	
HGT-140-8T/9-20		740		29,00	16,70	15,00	111000	86	485	437	
HGT-160-6T/3-5,5		960	15,10	8,70		4,00	66000	81	327	275	
HGT-160-6T/3-7,5		955		11,90	6,90	5,50	75000	82	335	283	
HGT-160-6T/3-10		970		15,40	8,90	7,50	92000	83	393	339	
HGT-160-6T/3-15		970		23,00	13,30	11,00	113000	85	407	353	
HGT-160-6T/3-20		970		31,00	17,90	15,00	131000	86	500	431	
HGT-160-6T/3-25		985		36,00	20,80	18,50	142000	87	543	473	
HGT-160-6T/3-30		980		43,00	24,80	22,00	150000	89	563	493	
HGT-160-6T/6-10		970		15,40	8,90	7,50	75000	83	404	350	
HGT-160-6T/6-15		970		23,00	13,30	11,00	92000	85	418	364	
HGT-160-6T/6-20		970		31,00	17,90	15,00	112000	86	510	441	
HGT-160-6T/6-25		985		36,00	20,80	18,50	120000	87	553	484	
HGT-160-6T/6-30		980		43,00	24,80	22,00	136000	88	573	504	
HGT-160-6T/6-40		985		56,00	32,30	30,00	158000	89	656	557	
HGT-160-6T/6-50		985		69,00	39,80	37,00	174000	91	714	629	
HGT-160-6T/9-15		970		23,00	13,30	11,00	87000	85	428	374	
HGT-160-6T/9-20		970		31,00	17,90	15,00	97000	86	520	451	
HGT-160-6T/9-25		985		36,00	20,80	18,50	108000	87	563	494	
HGT-160-6T/9-30		980		43,00	24,80	22,00	130000	88	583	514	



## Características técnicas

Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)			Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m <sup>3</sup> /h)	Nivel de presión sonora dB(A)	Peso Aprox. Kg.	
		230V	400V	690V				HGT Larga	HGTX Corta
HGT-160-6T/9-40	985		56,00	32,30	30,00	150000	89	666	567
HGT-160-6T/9-50	985		69,00	39,80	37,00	158000	90	724	640
HGT-160-6T/9-60	985		92,00	53,10	45,00	174000	91	844	745
HGT-160-6T/9-75	990		102,00	58,90	55,00	190000	92	932	833
HGT-160-6T/9-100	990		139,00	80,30	75,00	202000	93	1002	903
HGT-160-8T/3-3	720	10,20	5,90		2,20	54000	76	327	275
HGT-160-8T/3-4	720	13,50	7,80		3,00	66000	77	334	282
HGT-160-8T/3-5,5	715	17,30	10,00		4,00	77000	79	380	326
HGT-160-8T/3-7,5	710		13,40	7,70	5,50	88000	80	393	339
HGT-160-8T/3-10	715		18,10	10,50	7,50	103000	81	423	369
HGT-160-8T/3-15	720		23,50	13,60	11,00	110000	83	496	427
HGT-160-8T/6-4	720	13,50	7,80		3,00	55000	76	344	292
HGT-160-8T/6-5,5	715	17,30	10,00		4,00	62000	77	391	337
HGT-160-8T/6-7,5	710		13,40	7,70	5,50	76000	79	404	350
HGT-160-8T/6-10	715		18,10	10,50	7,50	95000	80	434	380
HGT-160-8T/6-15	720		23,50	13,60	11,00	112000	82	506	437
HGT-160-8T/6-20	740		29,00	16,70	15,00	123000	83	563	494
HGT-160-8T/6-25	730		37,00	21,40	18,50	130000	84	641	542
HGT-160-8T/9-7,5	710		13,40	7,70	5,50	73000	79	414	360
HGT-160-8T/9-10	715		18,10	10,50	7,50	81000	80	444	390
HGT-160-8T/9-15	720		23,50	13,60	11,00	104000	82	516	447
HGT-160-8T/9-20	740		29,00	16,70	15,00	118000	83	573	504
HGT-160-8T/9-25	730		37,00	21,40	18,50	130000	84	651	552
HGT-160-8T/9-30	730		45,00	26,00	22,00	142000	85	666	567
HGT-160-8T/9-40	735		59,00	34,10	30,00	151000	86	724	640

## Dimensiones mm



Modelo	ØA	ØB	C (consultar tamaño constructivo motor)						ØD	E		ØJ	N
			132	160	180	200	225	250		larga	corta		
HGT-125			570	-	-	-	-	-		700	500		
HGT-125			-	700	-	-	-	-		700	500		
HGT-125	1365	1320	-	-	765	825	-	-	1250	900	500	15	20x18°
HGT-125			-	-	-	-	910	-		1000	500		
HGT-125			-	-	-	-	-	985		1000	600		
HGT-140			570	-	-	-	-	-		650	400		
HGT-140			-	700	-	-	-	-		700	450		
HGT-140	1515	1470	-	-	765	825	-	-	1400	900	550	15	20x18°
HGT-140			-	-	-	-	910	-		1000	550		
HGT-140			-	-	-	-	-	985		1000	600		
HGT-160			570	-	-	-	-	-		650	400		
HGT-160			-	700	-	-	-	-		700	450		
HGT-160	1735	1680	-	-	765	825	-	-	1600	900	550	19	24x15°
HGT-160			-	-	-	-	910	-		1000	550		
HGT-160			-	-	-	-	-	985		1000	600		
HGT-160			-	-	-	-	-	1190		1200	700		

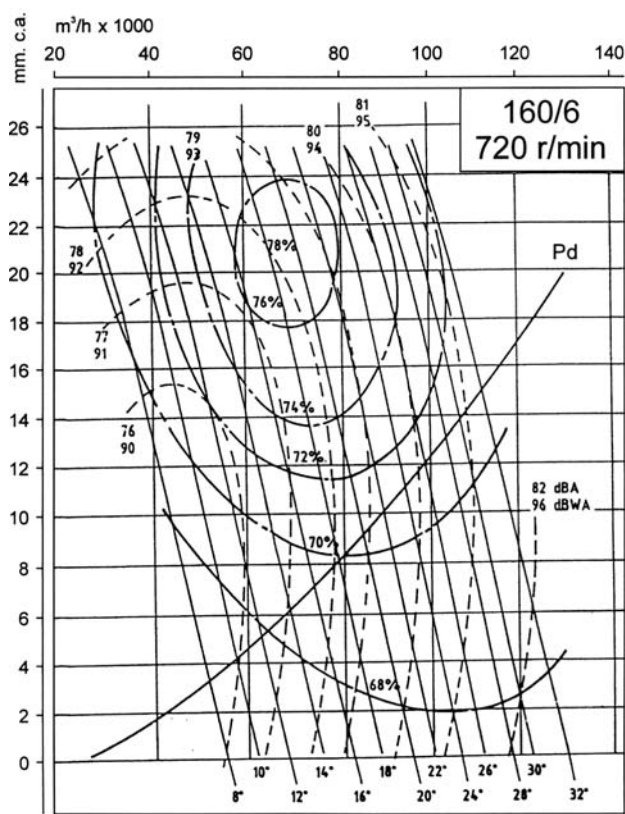
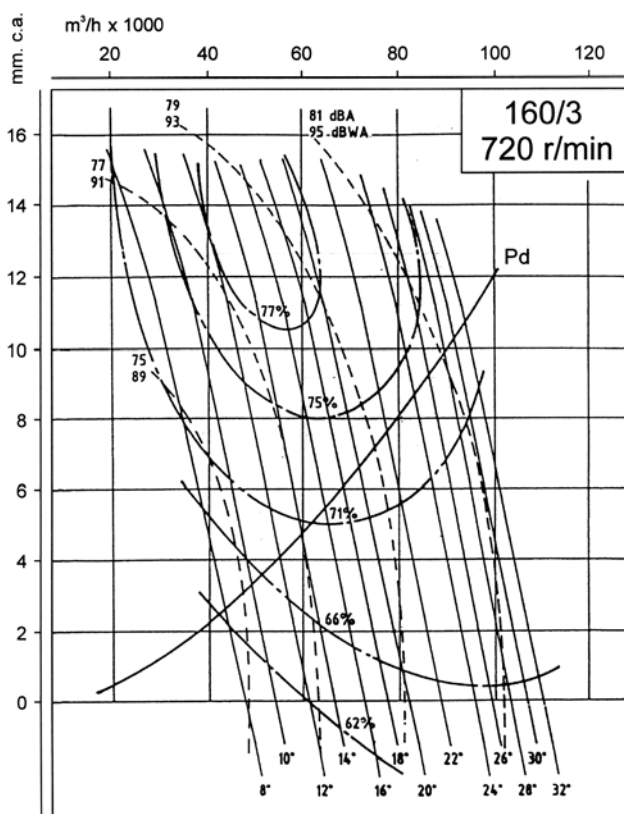
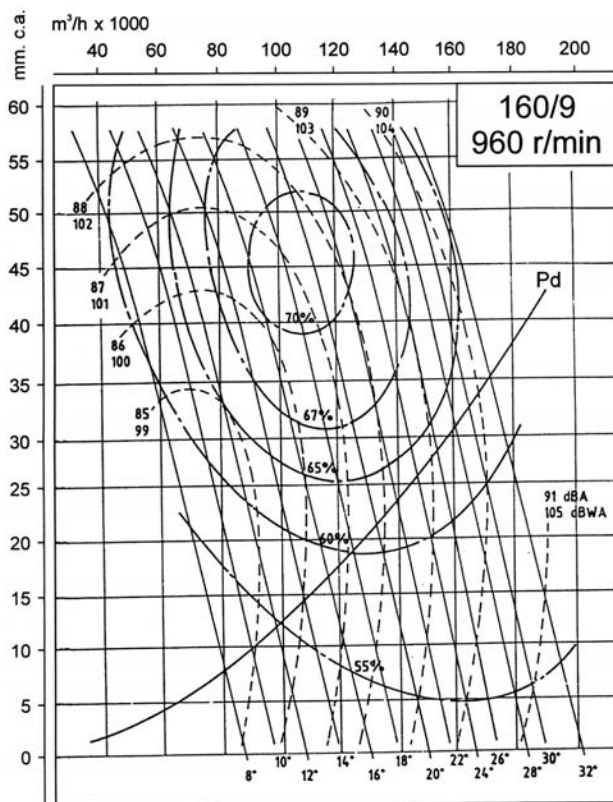
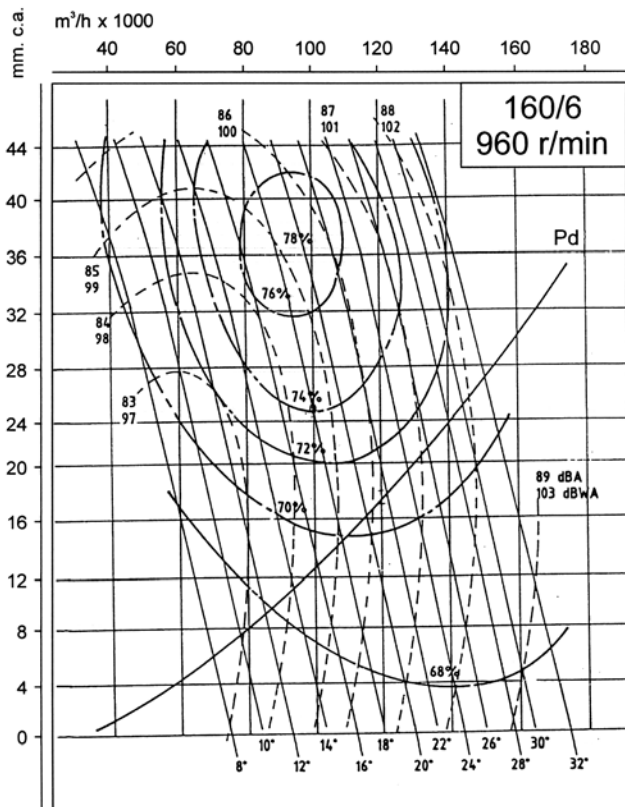




## Curvas Características

Q = Caudal en m<sup>3</sup>/h.

Pe = Presión estática en mm.c.a.



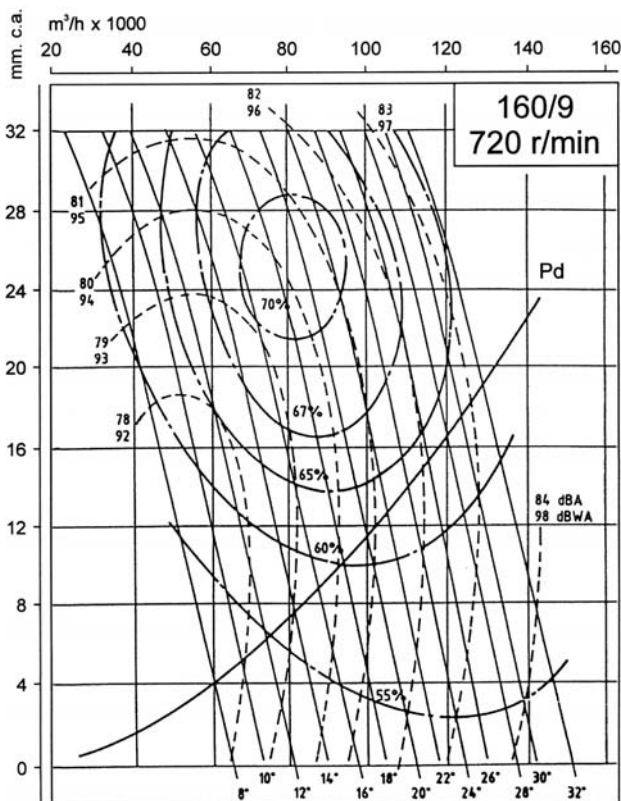


HGT: Ventiladores helicoidales tubulares de gran diámetro, con motor directo  
HGTX: Ventiladores helicoidales tubulares de gran diámetro, con motor exterior

# HGT HGTX

## Curvas Características

Q = Caudal en m<sup>3</sup>/h.  
Pe = Presión estática en mm.c.a.

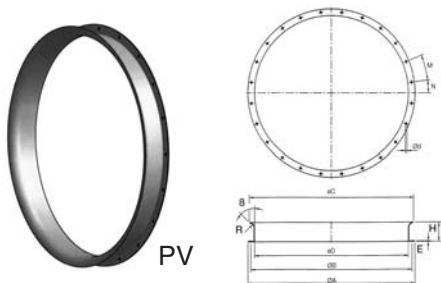


## Código de Referencia

HGT	125	4	T	/	3	22°	25
Helicoidal tubular	Diámetro hélice en cm	Números de polos motor	Trifásico		Nº de palas de la hélice	Grados de inclinación de las palas	Potencia útil del motor en CV

## Accesorio

Pabellón de aspiración.



	ØA	ØB	ØC	ØD	Ød	E	H	M	N	R	β
PV-1250	1365	1320	1360	1250	15	4	155	20x18°	9°	50	45
PV-1400	1520	1470	1510	1400	15	5	200	20x18°	9°	50	45
PV-1600	1740	1680	1710	1600	19	5	200	24x15°	7°30'	50	45

## Accesorios

Ver apartado accesorios.



INT



C2V



AR



RFM



RT



BTUB



BAC



PS



## Ventiladores helicoidales murales o tubulares, de gran robustez



**HCH**



**HCT**



*Construcción robusta*

Ventiladores helicoidales murales o tubulares, versión PL equipados con hélice de plástico y versión AL equipados con hélice de aluminio.

Ventilador:

- Dirección aire motor-hélice
- Hélices versión PL en poliamida 6 reforzada con fibra de vidrio y versión AL en fundición de aluminio. Los modelos HCT-40-2T y HCT-45-2T sólo en versión AL
- HCH: Aro soporte en chapa de acero
- HCT: Envolvente tubular en chapa de acero

Motor:

- Motores clase F, con rodamientos a bolas, protección IP55, excepto modelos monofásicos desde el tamaño 45 hasta el tamaño 56, protección IP54. De 1 ó 2 velocidades según modelo
- Monofásicos 230V.-50Hz., y trifásicos 230/400V.-50Hz. (hasta 5,5CV.) y 400/690V.-50Hz. (potencias superiores a 5,5CV.)
- Temperatura de trabajo : -25°C.+ 50°C.

Acabado: Anticorrosivo en resina de poliéster polimerizada a 190°C, previo desengrase alcalino y pretratamiento libre de fosfatos.

Bajo demanda:

- Dirección aire hélice-motor.
- Hélices reversibles 100%.
- Bobinados especiales para diferentes tensiones.
- Certificación ATEX Categoría 2 (ver serie HCT/ATEX)

## Características técnicas

Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)			Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m <sup>3</sup> /h)	Nivel de presión sonora dB(A)	Peso Aprox. Kg.	
		230V	400V	690V				HCH	HCT
HCT-25-2T	2775	0,58	0,34		0,12	1940	64		7
HCT-25-2M	2775	0,90			0,12	1940	64		7
HCT-25-4T	1445	0,57	0,33		0,06	980	50		7
HCT-25-4M	1445	0,58			0,06	980	50		7
HCT-31-2T	2750	1,12	0,65		0,18	2900	70		8
HCT-31-2M	2700	1,45			0,18	2900	70		8
HCT-31-4T	1450	0,60	0,34		0,08	1550	52		8
HCT-31-4M	1450	0,65			0,08	1550	52		8
HCH-35-2T	HCT-35-2T	2800	2,15	1,25	0,37	5750	77	9	12
* HCT-35-2M		2750	2,90		0,37	5750	77		12
HCH-35-4T	HCT-35-4T	1440	0,64	0,37	0,10	3100	59	7	10
	HCT-35-4M	1440	0,67		0,10	3100	59		10
HCH-40-2T-1,5	HCT-40-2T-1,5	2900	4,68	2,70	1,10	8750	84	17	25
HCH-40-4T-0,33	HCT-40-4T-0,33	1450	1,58	0,91	0,25	5100	64	13	21
	HCT-45-2T-2	2900	5,89	3,40	1,50	10300	86		31
	HCT-45-2T-3	2900	8,23	4,75	2,20	12800	88		34
	HCT-45-2/4T-3	2910/1420	-	5,00/1,60	2,20/0,60	12800/6400	88/73		33
HCH-45-4T-0,5	HCT-45-4T-0,5	1450	2,07	1,20	0,37	7100	68	15	24
HCH-45-4M-0,5	HCT-45-4M-0,5	1450	3,10		0,37	7100	68	15	24
HCH-45-6T-0,33		950	1,47	0,85	0,25	4750	55	14	
HCH-45-6M-0,33		950	1,30		0,25	4750	55	15	
	HCT-50-4T-0,75	1450	3,00	1,73	0,55	10300	70		28

\* No regulable



**Características técnicas**

Modelo		Velocidad  (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)			Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m3/h)	Nivel de presión sonora dB(A)	Peso Aprox.	
			230V	400V	690V				Kg. HCH	HCT
HCH-56-4T-0,75	HCT-56-4T-0,75	1450	3,12	1,80		0,55	11000	72	21	33
HCH-56-4M-0,75	HCT-56-4M-0,75	1450	4,40			0,55	11000	72	21	33
HCH-56-4T-1	HCT-56-4T-1	1450	3,46	2,00		0,75	12900	73	22	34
HCH-56-4/8T-1	HCT-56-4/8T-1	1430/710	-	2,15/0,90		0,75/0,15	12900/6450	73/58	23	35
HCH-56-4T-1,5	HCT-56-4T-1,5	1450	5,20	3,00		1,10	14000	74	26	37
HCH-56-4/8T-1,5	HCT-56-4/8T-1,5	1440/710	-	3,15/1,30		1,10/0,25	14000/7000	74/59	24	35
HCH-56-4T-2	HCT-56-4T-2	1450	6,41	3,70		1,50	15300	75	28	39
HCH-56-4/8T-2	HCT-56-4/8T-2	1420/700	-	3,50/1,50		1,50/0,37	15300/7650	75/60	28	39
HCH-56-6T-0,33	HCT-56-6T-0,33	950	1,47	0,85		0,25	8400	61	18	30
HCH-56-6M-0,33	HCT-56-6M-0,33	950	1,85			0,25	8400	61	19	31
HCH-56-6T-0,5	HCT-56-6T-0,5	950	2,11	1,22		0,37	9300	61	20	32
HCH-56-6T-0,75	HCT-56-6T-0,75	950	2,96	1,71		0,55	10000	62	22	34
HCH-63-4T-1	HCT-63-4T-1	1450	3,46	2,00		0,75	14100	73	27	42
HCH-63-4/8T-1	HCT-63-4/8T-1	1430/710	-	2,15/0,90		0,75/0,15	14100/7050	73/58	27	43
HCH-63-4T-1,5	HCT-63-4T-1,5	1450	5,20	3,00		1,10	17000	74	30	45
HCH-63-4/8T-1,5	HCT-63-4/8T-1,5	1440/710	-	3,15/1,30		1,10/0,25	17000/8500	74/59	29	44
HCH-63-4T-2	HCT-63-4T-2	1450	6,41	3,70		1,50	18900	75	33	48
HCH-63-4/8T-2	HCT-63-4/8T-2	1420/700	-	3,50/1,50		1,50/0,37	18900/9450	75/60	32	48
HCH-63-4T-3	HCT-63-4T-3	1450	8,49	4,9		2,20	22000	76	41	57
HCH-63-4/8T-3	HCT-63-4/8T-3	1430/710	-	4,90/1,70		2,20/0,45	22000/11000	76/61	38	54
HCH-63-4T-4	HCT-63-4T-4	1450	11,78	6,80		3,00	25200	77	43	59
HCH-63-4/8T-4	HCT-63-4/8T-4	1430/710	-	6,50/2,30		3,00/0,60	25200/12600	77/62	42	57
HCH-63-6T-0,5	HCT-63-6T-0,5	950	2,11	1,22		0,37	12000	64	25	40
HCH-63-6M-0,5	HCT-63-6M-0,5	950	2,80			0,37	12000	64	25	40
HCH-63-6T-0,75	HCT-63-6T-0,75	950	2,96	1,71		0,55	12600	65	27	42
HCH-63-6T-1	HCT-63-6T-1	950	3,91	2,26		0,75	13800	66	33	48
HCH-63-6/12T-1	HCT-63-6/12T-1	935/435	-	2,20/0,87		0,75/0,15	13800/6900	66/51	32	47
HCH-71-4T-1,5	HCT-71-4T-1,5	1450	5,20	3,00		1,10	19900	78	33	52
HCH-71-4/8T-1,5	HCT-71-4/8T-1,5	1440/710	-	3,15/1,30		1,10/0,25	19900/9950	78/63	32	51
HCH-71-4T-2	HCT-71-4T-2	1450	6,41	3,70		1,50	21000	79	36	55
HCH-71-4/8T-2	HCT-71-4/8T-2	1420/700	-	3,50/1,50		1,50/0,37	21000/10500	79/64	35	54
HCH-71-4T-3	HCT-71-4T-3	1450	8,49	4,90		2,20	24000	81	45	64
HCH-71-4/8T-3	HCT-71-4/8T-3	1430/710	-	4,90/1,70		2,20/0,45	24000/12000	81/66	42	61
HCH-71-4T-4	HCT-71-4T-4	1450	11,78	6,80		3,00	29400	82	47	66
HCH-71-4/8T-4	HCT-71-4/8T-4	1430/710	-	6,50/2,30		3,00/0,60	29400/14700	82/67	46	64
HCH-71-6T-0,75	HCT-71-6T-0,75	950	2,96	1,71		0,55	15000	67	29	49
HCH-71-6M-0,75	HCT-71-6M-0,75	950	3,80			0,55	15000	67	29	49
HCH-71-6T-1	HCT-71-6T-1	950	3,91	2,26		0,75	17200	68	36	55
HCH-71-6/12T-1	HCT-71-6/12T-1	950/435	-	2,26/0,87		0,75/0,15	17200/8600	68/53	35	54
HCH-71-6T-1,5	HCT-71-6T-1,5	950	5,00	2,89		1,10	21100	69	38	57
HCH-71-6/12T-1,5	HCT-71-6/12T-1,5	950/470	-	3,00/1,15		1,10/0,18	21100/10550	69/54	37	56
HCH-80-4T-3	HCT-80-4T-3	1450	8,49	4,90		2,20	29500	82	53	72
HCH-80-4/8T-3	HCT-80-4/8T-3	1430/710	-	4,90/1,70		2,20/0,45	29500/14750	82/67	50	69
HCH-80-4T-4	HCT-80-4T-4	1450	11,78	6,80		3,00	37000	83	55	74
HCH-80-4/8T-4	HCT-80-4/8T-4	1430/710	-	6,50/2,30		3,00/0,60	37000/18500	83/68	54	73
HCH-80-4T-5,5	HCT-80-4T-5,5	1450	15,24	8,80		4,00	40500	84	60	79
HCH-80-4/8T-5,5	HCT-80-4/8T-5,5	1430/710	-	8,80/2,90		4,00/0,80	40500/20250	84/69	66	85
HCH-80-6T-1	HCT-80-6T-1	950	4,16	2,40		0,75	23000	71	44	64
HCH-80-6/12T-1	HCT-80-6/12T-1	950/435	-	2,40/0,87		0,75/0,15	23000/11500	71/56	43	63
HCH-80-6T-1,5	HCT-80-6T-1,5	950	5,80	3,35		1,10	26000	72	46	66
HCH-80-6/12T-1,5	HCT-80-6/12T-1,5	950/470	-	3,35/1,15		1,10/0,18	26000/13000	72/57	45	65
HCH-80-6T-2	HCT-80-6T-2	950	7,62	4,40		1,50	29700	73	52	71



## Características técnicas

Modelo		Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)			Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m3/h)	Nivel de presión sonora dB(A)	Peso Aprox. Kg.	
			230V	400V	690V				HCH	HCT
HCH-80-6/12T-2	HCT-80-6/12T-2	970/470	-	4,60/1,90		1,50/0,25	29700/14850	73/58	62	81
HCH-80-6T-3	HCT-80-6T-3	950	9,35	5,40		2,20	33500	74	57	76
HCH-80-6/12T-3	HCT-80-6/12T-3	940/470	-	5,60/2,20		2,20/0,37	33500/16750	74/59	62	81
HCH-80-8T-0,5	HCT-80-8T-0,5	720	2,77	1,60		0,37	16500	69	43	63
HCH-80-8T-0,75	HCT-80-8T-0,75	720	3,26	1,88		0,55	19500	70	45	65
HCH-80-8T-1	HCT-80-8T-1	720	4,23	2,44		0,75	22000	71	50	69
HCH-90-4T-4	HCT-90-4T-4	1450	11,95	6,90		3,00	40000	87	62	90
HCH-90-4/8T-4	HCT-90-4/8T-4	1430/710	-	6,90/2,30		3,00/0,60	40000/20000	87/72	61	88
HCH-90-4T-5,5	HCT-90-4T-5,5	1450	15,24	8,80		4,00	46500	89	67	95
HCH-90-4/8T-5,5	HCT-90-4/8T-5,5	1450/710	-	8,80/2,90		4,00/0,80	46500/23250	89/74	73	101
HCH-90-4T-7,5	HCT-90-4T-7,5	1450	-	12,40	7,20	5,50	51000	91	83	109
HCH-90-4/8T-7,5	HCT-90-4/8T-7,5	1460/725	-	12,50/4,10		5,50/1,10	51000/25500	91/76	93	119
HCH-90-4T-10	HCT-90-4T-10	1450	-	15,60	9,00	7,50	54700	92	94	120
HCH-90-4/8T-10	HCT-90-4/8T-10	1460/725	-	15,30/5,40		7,50/1,50	54700/27350	92/77	98	124
HCH-90-6T-2	HCT-90-6T-2	950	7,62	4,40		1,50	34300	77	59	87
HCH-90-6/12T-2	HCT-90-6/12T-2	970/470	-	4,60/1,90		1,50/0,25	34300/17150	77/62	69	97
HCH-90-6T-3	HCT-90-6T-3	950	9,35	5,40		2,20	38000	78	64	92
HCH-90-6/12T-3	HCT-90-6/12T-3	940/470	-	5,60/2,20		2,20/0,37	38000/19000	78/63	69	97
HCH-90-6T-4	HCT-90-6T-4	950	12,66	7,31		3,00	42400	79	88	114
HCH-90-6/12T-4	HCT-90-6/12T-4	960/470	-	8,20/3,40		3,00/0,55	42400/21200	79/64	87	113
HCH-90-8T-1	HCT-90-8T-1	720	4,23	2,44		0,75	22500	71	57	85
HCH-90-8T-1,5	HCT-90-8T-1,5	720	5,99	3,46		1,10	24000	72	60	88
HCH-90-8T-2	HCT-90-8T-2	720	7,36	4,25		1,50	26000	73	71	99
HCH-90-8T-3	HCT-90-8T-3	720	9,75	5,63		2,20	30000	74	98	124
HCH-100-4T-7,5	HCT-100-4T-7,5	1450	-	11,90	6,90	5,50	54000	92	91	104
HCH-100-4/8T-7,5	HCT-100-4/8T-7,5	1460/725	-	12,50/4,10		5,50/1,10	54000/27000	92/77	101	114
HCH-100-4T-10	HCT-100-4T-10	1450	-	16,90	9,80	7,50	63000	93	102	131
HCH-100-4/8T-10	HCT-100-4/8T-10	1460/725	-	16,90/5,40		7,50/1,50	63000/31500	93/78	106	135
HCH-100-4T-15	HCT-100-4T-15	1460	-	22,50	13,00	11,00	68000	94	125	160
HCH-100-4/8T-15	HCT-100-4/8T-15	1460/735	-	21,00/7,40		10,50/2,20	68000/34000	94/79	125	160
HCH-100-4T-20	HCT-100-4T-20	1455	-	30,00	17,30	15,00	72000	95	144	179
HCH-100-4/8T-20	HCT-100-4/8T-20	1460/735	-	30,00/9,50		15,50/2,70	72000/36000	95/80	140	175
HCH-100-6T-3	HCT-100-6T-3	950	10,05	5,80		2,20	43000	82	72	103
HCH-100-6/12T-3	HCT-100-6/12T-3	940/470	-	5,80/2,20		2,20/0,37	43000/21500	82/67	77	108
HCH-100-6T-4	HCT-100-6T-4	950	12,66	7,31		3,00	47000	83	96	125
HCH-100-6/12T-4	HCT-100-6/12T-4	960/470	-	8,20/3,40		3,00/0,55	47000/23500	83/68	95	124
HCH-100-6T-5,5	HCT-100-6T-5,5	950	15,76	9,10		4,00	53000	84	104	133
HCH-100-6/12T-5,5	HCT-100-6/12T-5,5	970/480	-	11,00/4,00		4,00/0,65	53000/26500	84/69	100	129
HCH-100-8T-1,5	HCT-100-8T-1,5	720	6,32	3,65		1,10	32500	76	67	99
HCH-100-8T-2	HCT-100-8T-2	720	7,36	4,25		1,50	33900	77	79	110
HCH-100-8T-3	HCT-100-8T-3	720	9,75	5,63		2,20	35000	77	106	135
HCH-100-8T-4	HCT-100-8T-4	720	12,51	7,22		3,00	38000	78	114	143



## Características acústicas

Los valores indicados, se determinan mediante medidas de nivel de presión y potencia sonora en dB(A) obtenidas en campo libre a una distancia equivalente a dos veces la envergadura del ventilador más el diámetro de la hélice, con un mínimo de 1,5 mts.

Espectro de potencia sonora Lw(A) en dB(A) por banda de frecuencia en Hz.

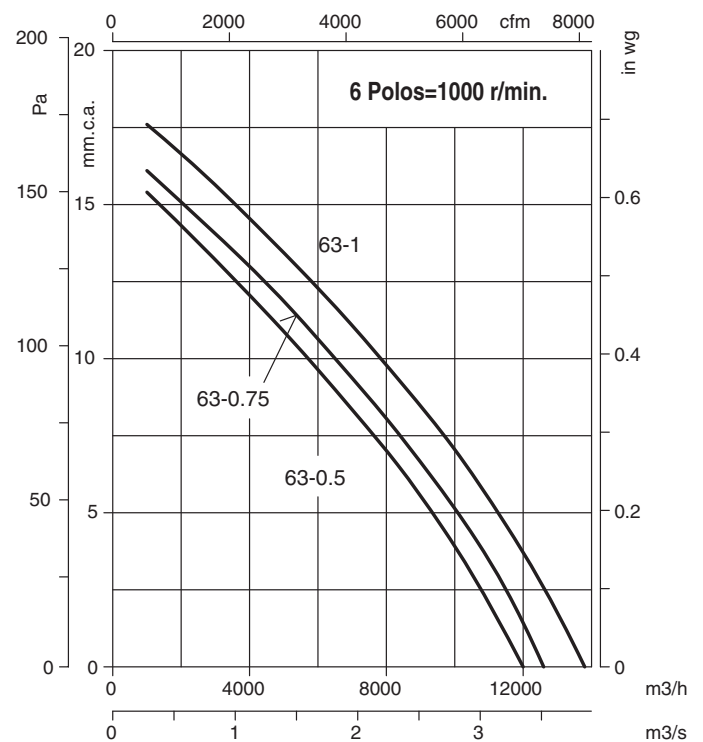
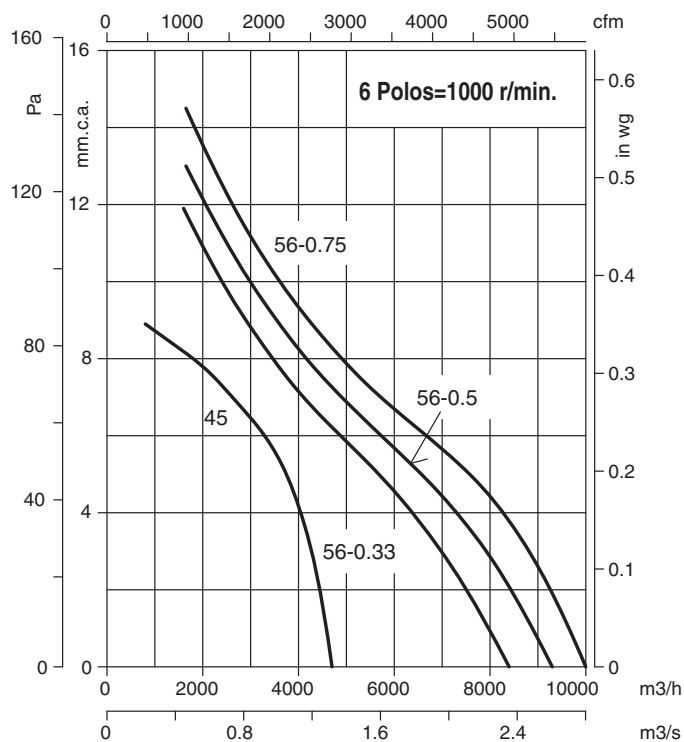
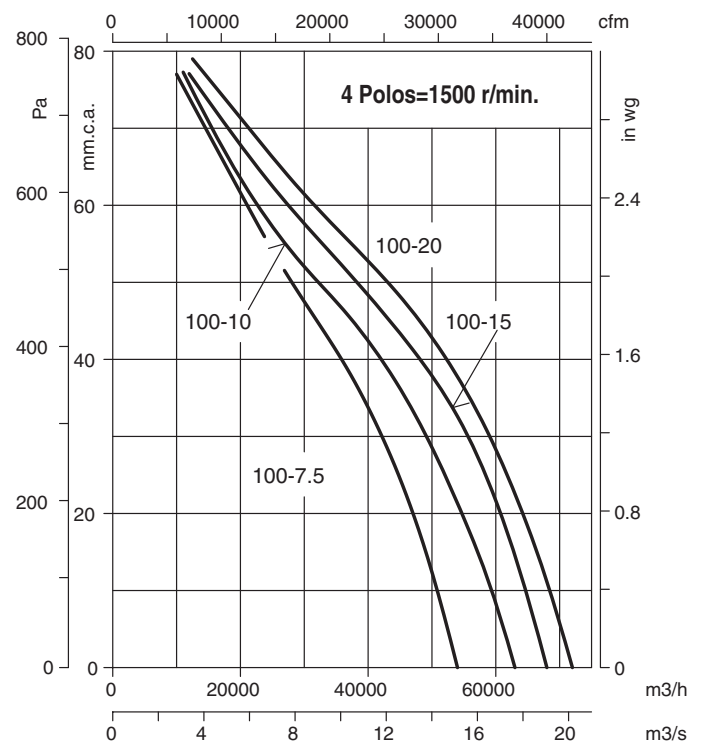
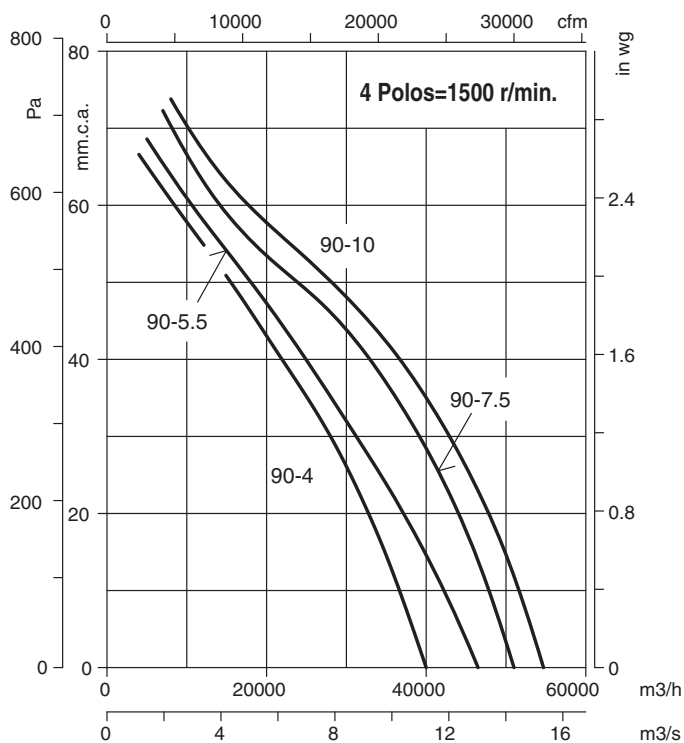
Modelo	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Modelo	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
25-2	35	50	69	68	69	68	63	54	80-8-3 (2v)	44	64	72	77	79	76	69	58
25-4	21	36	55	54	55	54	49	40	80-4-4	60	80	88	93	95	92	85	74
31-2	41	56	75	74	75	74	69	60	80-8-4 (2v)	45	65	73	78	80	77	70	59
31-4	23	38	57	56	57	56	51	42	80-4-5,5	61	81	89	94	96	93	86	75
35-2	48	63	82	81	82	81	76	67	80-8-5,5 (2v)	46	66	74	79	81	78	71	60
35-4	30	45	64	63	64	63	58	49	80-6-1	48	68	76	81	83	80	73	62
40-2	49	66	78	86	91	91	87	80	80-12-1 (2v)	33	53	61	66	68	65	58	47
40-4	29	46	58	66	71	71	67	60	80-6-1,5	49	69	77	82	84	81	74	63
45-2-2	51	68	80	88	93	93	89	82	80-12-1,5 (2v)	34	54	62	67	69	66	59	48
45-2-3	53	70	82	90	95	95	91	84	80-6-2	50	70	78	83	85	82	75	64
45-4-3 (2v)	38	55	67	75	80	80	76	69	80-12-2 (2v)	35	55	63	68	70	67	60	49
45-4-0,5	33	50	62	70	75	75	71	64	80-6-3	51	71	79	84	86	83	86	65
45-6	20	37	49	57	62	62	58	51	80-12-3 (2v)	36	56	64	69	71	68	61	50
50-4	37	54	67	74	79	80	75	68	80-8-0,5	46	66	74	79	81	78	71	60
56-4-0,75	47	67	75	80	82	79	72	61	80-8-0,75	47	67	75	80	82	79	72	61
56-4-1	48	68	76	81	83	80	73	62	80-8-1	48	68	76	81	83	80	73	62
56-8-1 (2v)	33	53	61	66	68	65	58	47	90-4-4	65	86	93	98	101	97	90	79
56-4-1,5	49	69	77	82	84	81	74	63	90-8-4 (2v)	50	71	78	83	86	82	75	64
56-8-1,5 (2v)	34	54	62	67	69	66	59	48	90-4-5,5	67	88	95	100	103	99	92	81
56-4-2	50	70	78	83	85	82	75	64	90-8-5,5 (2v)	52	73	80	85	88	84	77	66
56-8-2 (2v)	35	55	63	68	70	67	60	49	90-4-7,5	69	90	97	102	105	101	94	83
56-6-0,33	36	56	64	69	71	68	61	50	90-8-7,5 (2v)	54	75	82	87	90	86	79	68
56-6-0,5	36	56	64	69	71	68	61	50	90-4-10	70	91	98	103	106	102	95	84
56-6-0,75	37	57	65	70	72	69	62	51	90-8-10 (2v)	55	76	83	88	91	87	80	69
63-4-1	50	70	78	83	85	82	75	64	90-6-2	55	76	83	88	91	87	80	69
63-8-1 (2v)	35	55	63	68	70	67	60	49	90-12-2 (2v)	40	61	68	73	76	72	65	54
63-4-1,5	51	71	79	84	86	83	76	65	90-6-3	56	77	84	89	92	88	81	70
63-8-1,5 (2v)	36	56	64	69	71	68	61	50	90-12-3 (2v)	41	62	69	74	77	73	66	55
63-4-2	52	72	80	85	87	84	77	66	90-6-4	57	78	85	90	93	89	82	71
63-8-2 (2v)	37	57	65	70	72	69	62	51	90-12-4 (2v)	42	63	70	75	78	74	67	56
63-4-3	53	73	81	86	88	85	78	67	90-8-1	49	70	77	82	85	81	74	63
63-8-3 (2v)	38	58	66	71	73	70	63	52	90-8-1,5	50	71	78	83	86	82	75	64
63-4-4	54	74	82	87	89	86	79	68	90-8-2	51	72	79	84	87	83	76	65
63-8-4 (2v)	39	59	67	72	74	71	64	53	90-8-3	52	73	80	85	88	84	77	66
63-6-0,5	41	61	69	74	76	73	66	55	100-4-7,5	72	92	100	105	107	104	97	86
63-6-0,75	42	62	70	75	77	74	67	56	100-8-7,5 (2v)	57	77	85	90	92	89	82	71
63-6-1	43	63	71	76	78	75	68	57	100-4-10	73	93	101	106	108	105	98	87
63-12-1 (2v)	28	48	56	61	63	60	53	42	100-8-10 (2v)	58	78	86	91	93	90	83	72
71-4-1,5	55	75	83	88	90	87	80	69	100-4-15	74	94	102	107	109	106	99	88
71-8-1,5 (2v)	40	60	68	73	75	72	65	54	100-8-15 (2v)	59	79	87	92	94	91	84	73
71-4-2	56	76	84	89	91	88	81	70	100-4-20	75	95	103	108	110	107	100	89
71-8-2 (2v)	41	61	69	74	76	73	66	55	100-8-20 (2v)	60	80	88	93	95	92	85	74
71-4-3	58	78	86	91	93	90	83	72	100-6-3	62	82	90	95	97	94	87	76
71-8-3 (2v)	43	63	71	76	78	75	68	57	100-12-3 (2v)	47	67	75	80	82	79	72	61
71-4-4	59	79	87	92	94	91	84	73	100-6-4	63	83	91	96	98	95	88	77
71-8-4 (2v)	44	64	72	77	79	76	69	58	100-12-4 (2v)	48	68	76	81	83	80	73	62
71-6-0,75	44	64	72	77	79	76	69	58	100-6-5,5	64	84	92	97	99	96	89	78
71-6-1	45	65	73	78	80	77	70	59	100-12-5,5 (2v)	49	69	77	82	84	81	74	63
71-12-1 (2v)	30	50	58	63	65	62	55	44	100-8-1,5	56	76	84	89	91	88	81	70
71-6-1,5	46	66	74	79	81	78	71	60	100-8-2	57	77	85	90	92	89	82	71
71-12-1,5 (2v)	31	51	59	64	66	63	56	45	100-8-3	57	77	85	90	92	89	82	71
80-4-3	59	79	87	92	94	91	84	73	100-8-4	58	78	86	91	93	90	83	72



## Curvas Características

Q = Caudal en m<sup>3</sup>/h y m<sup>3</sup>/s.

Pe = Presión estática en mm.c.a. y Pa.



## Accesorios

Los bornes de conexión de las bobinas y los alojamientos para los bloques de contactos auxiliares son uniformes en los contactores de los tamaños S0 hasta S3. Los accesorios para los 3 tamaños, como p.ej., bloques de contactos auxiliares, limitadores de sobretensiones, el bloque de contactos auxiliares con retardo electrónico y el relé de tiempo para montar directamente, son iguales. Como otros módulos uniformes, son suministrables los elementos de bloqueo del enclavamiento mecánico para montaje en arrancadores con inversión de giro. El elemento de bloqueo, para montaje frontal sobre dos contactores, está previsto para contactores de fondo idéntico que se hallen montados uno junto al otro. Para los tamaños S0 hasta S3 se ofrecen además un enclavamiento mecánico que se monta lateralmente. Puede igualarse también los diferentes fondos entre contactores de diversos tamaños. Este elemento de bloqueo incluye, por cada contactor, un contacto auxiliar de apertura para el enclavamiento eléctrico. En el tamaño S00, los accesorios de contactores son iguales para la conexión de motores y para los contactores auxiliares. Los bloques de contactos auxiliares, los limitadores de sobretensión y los bloques de relés de tiempo son abrochables frontalmente. El enclavamiento mecánico de las combinaciones para inversión de giro no necesita espacio adicional y su adaptación puede ser realizada fácilmente por el cliente.

## Contadores SIRIUS 3R, para conexión de motores

Tamaño	S00	S0	S2	S3
				
Ancho de montaje mm	45	45	55	70

Montaje por tornillos y sobre riel DIN normalizado, de 35 mm, accionamiento AC y DC

Tipo 3RT10		15	16	17	24	25	26	34	35 <sup>1)</sup>	36 <sup>1)</sup>	44	45 <sup>2)</sup>	46 <sup>2)</sup>
Máxima tensión asignada de servicio $U_e$		sólo accionamiento AC											
V		690											
Categoría de servicio AC-2 y AC-3													
$I_e$ para 440 V	A	7	9	12	12	17	25	32	40	50	65	80	95
$P$ para 220 V	kW	2,2	3	3	3	4	5.5	7,5	11	15	18,5	22	22
440 V	kW	3	4	5,5	5,5	7,5	11	15	18,5	22	30	37	45
500 V	kW	3,5	4,5	5,5	7,5	10	11	18,5	22	30	37	45	55
690 V	kW	4	5,5	5,5	7,5	11	11	18,5	22	22	43	55	55
$I_e$ /AC-1 (para 60 °C)	A	16	20	20	35	35	35	45	55	50	90	100	100
Duración de servicio mecánico		30 Millones de ciclos de maniobras					10 Millones de ciclos de maniobras						
Consumo de potencia bobina		Potencia conexión	Potencia retención		Potencia conexión	Potencia retención		Potencia conexión	Potencia retención		Potencia conexión	Potencia retención	
(AC) VA		27	4,6		61	7,8		90 (127 <sup>1)</sup>	11 (13,5 <sup>1)</sup> )		218 (270 <sup>2)</sup> )	21 (22 <sup>2)</sup> )	
(DC) W			3,2			5,4			11,5			15	




## Contadores auxiliares SIRIUS, tipo 3R

Tamaño S00			
Ancho de montaje mm	45	45	45

Montaje por tornillos y sobre riel DIN normalizado, de 35 mm, accionamiento AC y DC

Tipo 3RH1		40	31	22	
Contactos		4 S (40E)	3 S + 1 A (31E)	2 S + 2 A (22E)	
Confiabilidad de contactos 17 V, 1 mA según DIN 19 240:		Frecuencia de fallos de contacto <10 <sup>-8</sup> , es decir, < 1 fallo sobre 100 Millones. de maniobras			
Datos asignados:					
Tensión de servicio	U <sub>e</sub> V	220	440	500	690
Intensidad de servicio	I <sub>e</sub> /AC-15 A	6	2.5	2	1
	I <sub>e</sub> /AC-12 A			10	
Duración de servicio mecánico		30 Millones de ciclos de maniobras			
Consumo de potencia, bobina		Potencia conexión		Potencia retención	
(AC) VA		27		4,6	
(DC) W		3,2			

## Contadores SIRIUS 3R Para conexión de motores para circuitos auxiliares

Tamaño		S00		S0			S00				
											
Ancho de montaje mm		45		45			45				
Montaje por tornillos y sobre riel DIN normalizado, de 35 mm, accionamiento DC											
Tipo 3RT10		15	16	24	25	26	Tipo 3RH11		40	31	22
Tensión asignada de alimentación de mando DC 24 V, zona de trabajo 17–30 V											
Servicio AC-2/AC-3 para 440 V		HP	3	5	7.5	10	15	$I_e$ /AC-15 para 230 V:		6 A	
								$I_e$ /AC-12:		10 A	
Consumo de potencia de la bobina, para 24 V		W	2,3		4,2			2,3			
Contactos auxiliares (max.)		1C o 1A (integrado)		2 bloques de contactos auxiliares, unipolares abrochables (2C, 1C + 1A, 2A)				4S	3S + 1A	2S + 2A	

Para datos asignados, véase contactores 3RT10 o bien contactores auxiliares 3RH11

# Relés de sobrecarga

## Relés de sobrecarga térmicos

3RU11 hasta 100 A,  
CLASS 10

SIRIUS







Sirius12

### Datos para selección y pedidos

**Relés de sobrecarga térmicos 3RU11 con conexión por tornillo para montaje directo a contactor <sup>1)</sup> y montaje independiente <sup>2)</sup>, CLASS 10**

Equipamiento y características técnicas

- Contactos auxiliares: 1 NA + 1 NC
- Rearme manual/automático
- Indicación de posición
- Función TEST
- Tecla STOP
- Sensibilidad a corte de fase
- Tapa integrada y precintable
- Clase de disparo Clase 10

	para con- tactor 3RT1	Apto para motores trifásicos con P <sup>3)</sup>	Gama de regulación	Fusible gL/gG <sup>4)</sup>	PE	para montaje directo <sup>1)</sup>	Peso aprox.	PE	para montaje independiente <sup>2)</sup>	Peso aprox.
	Tamaño <sup>5)</sup>	kW	A	A		Referencia			Referencia	
						GP 101	kg		GP 101	kg
Tamaño S00										
 nsb0746g	S00	0,04	0,11 – 0,16	0,5	▶	3RU11 16-0AB0	0,13	▶	3RU11 16-0AB1	0,17
		0,06	0,14 – 0,2	1	▶	3RU11 16-0BB0		▶	3RU11 16-0BB1	
		0,06	0,18 – 0,25	1	▶	3RU11 16-0CB0		▶	3RU11 16-0CB1	
		0,09	0,22 – 0,32	1,6	▶	3RU11 16-0DB0		▶	3RU11 16-0DB1	
		0,09	0,28 – 0,4	2	▶	3RU11 16-0EB0	0,13	▶	3RU11 16-0EB1	0,17
		0,12	0,35 – 0,5	2	▶	3RU11 16-0FB0		▶	3RU11 16-0FB1	
		0,18	0,45 – 0,63	2	▶	3RU11 16-0GB0		▶	3RU11 16-0GB1	
		0,18	0,55 – 0,8	4	▶	3RU11 16-0HB0		▶	3RU11 16-0HB1	
		0,25	0,7 – 1	4	▶	3RU11 16-0JB0	0,13	▶	3RU11 16-0JB1	0,17
		0,37	0,9 – 1,25	4	▶	3RU11 16-0KB0		▶	3RU11 16-0KB1	
		0,55	1,1 – 1,6	6	▶	3RU11 16-1AB0		▶	3RU11 16-1AB1	
		0,75	1,4 – 2	6	▶	3RU11 16-1BB0		▶	3RU11 16-1BB1	
		0,75	1,8 – 2,5	10	▶	3RU11 16-1CB0	0,13	▶	3RU11 16-1CB1	0,17
		1,1	2,2 – 3,2	10	▶	3RU11 16-1DB0		▶	3RU11 16-1DB1	
		1,5	2,8 – 4	16	▶	3RU11 16-1EB0		▶	3RU11 16-1EB1	
		1,5	3,5 – 5	20	▶	3RU11 16-1FB0		▶	3RU11 16-1FB1	
	2,2	4,5 – 6,3	20	▶	3RU11 16-1GB0	0,13	▶	3RU11 16-1GB1	0,17	
	3	5,5 – 8	25	▶	3RU11 16-1HB0		▶	3RU11 16-1HB1		
	4	7 – 10	35	▶	3RU11 16-1JB0		▶	3RU11 16-1JB1		
	5,5	9 – 12	35	▶	3RU11 16-1KB0		▶	3RU11 16-1KB1		
Tamaño S0										
 nsb0748g	S0	0,75	1,8 – 2,5	10	▶	3RU11 26-1CB0	0,15	–	–	
		1,1	2,2 – 3,2	10	▶	3RU11 26-1DB0		–	–	
		1,5	2,8 – 4	16	▶	3RU11 26-1EB0		–	–	
		1,5	3,5 – 5	20	▶	3RU11 26-1FB0		–	–	
		2,2	4,5 – 6,3	20	▶	3RU11 26-1GB0	0,15	–	–	
		3	5,5 – 8	25	▶	3RU11 26-1HB0		–	–	
		4	7 – 10	35	▶	3RU11 26-1JB0		–	–	
		5,5	9 – 12,5	35	▶	3RU11 26-1KB0		–	–	
		7,5	11 – 16	40	▶	3RU11 26-4AB0	0,15	▶	3RU11 26-4AB1	0,21
		7,5	14 – 20	50	▶	3RU11 26-4BB0		▶	3RU11 26-4BB1	
		11	17 – 22	63	▶	3RU11 26-4CB0		▶	3RU11 26-4CB1	
		11	20 – 25	63	▶	3RU11 26-4DB0		▶	3RU11 26-4DB1	
Tamaño S2										
 nsb0751g	S2	3	5,5 – 8	25	▶	3RU11 36-1HB0	0,30	–	–	
		4	7 – 10	35	▶	3RU11 36-1JB0		–	–	
		5,5	9 – 12,5	35	▶	3RU11 36-1KB0		–	–	
		7,5	11 – 16	40	▶	3RU11 36-4AB0	0,30	–	–	
		7,5	14 – 20	50	▶	3RU11 36-4BB0		–	–	
		11	18 – 25	63	▶	3RU11 36-4DB0		–	–	
		15	22 – 32	80	▶	3RU11 36-4EB0	▶	3RU11 36-4EB1	0,45	
		18,5	28 – 40	80	▶	3RU11 36-4FB0	0,30	▶	3RU11 36-4FB1	0,45
22	36 – 45	100	▶	3RU11 36-4GB0	▶	3RU11 36-4GB1				
22	40 – 50	100	▶	3RU11 36-4HB0	▶	3RU11 36-4HB1				
Tamaño S3										
 nsb0753g	S3	11	18 – 25	63	▶	3RU11 46-4DB0	0,42	–	–	
		15	22 – 32	80	▶	3RU11 46-4EB0		–	–	
		18,5	28 – 40	80	▶	3RU11 46-4FB0	0,42	–	–	0,65
		22	36 – 50	125	▶	3RU11 46-4HB0		–	–	
		30	45 – 63	125	▶	3RU11 46-4JB0		▶	3RU11 46-4JB1	
		37	57 – 75	160	▶	3RU11 46-4KB0		▶	3RU11 46-4KB1	
		45	70 – 90	160	▶	3RU11 46-4LB0	0,42	▶	3RU11 46-4LB1	0,65
		45	80 – 100 <sup>6)</sup>	200	▶	3RU11 46-4MB0		▶	3RU11 46-4MB1	

1) Con los soportes de conexión adecuados (ver "Accesorios") los relés de sobrecarga 3RU11 para montaje directo también son aptos para montaje independiente.

2) Tamaños S00 a S3 para fijación por tornillos y en perfil de 35 mm; tamaño S3 también para perfil de 75 mm.

3) Valor aproximativo para motores normalizados de 4 polos a 50 Hz 400 V AC. Para la selección se deben tomar los datos concretos de arranque y los asignados del motor a proteger.

4) Protección máxima con fusibles sólo para relé de sobrecarga, tipo de coordinación 2. Para los valores de protección con montaje en el contactor, ver la protección contra cortocircuitos con fusibles/interruptor automático para derivaciones a motor.

5) Observar la máxima intensidad asignada de empleo de los aparatos.

6) Para los relés de sobrecarga de > 100 A, ver 3RB10 ó 3RB12.



## Aplicaciones

## Todo tipo de automatismos



Corriente asignada de empleo	le máx. AC-3 ( $U_e \leq 440$ V)
	le AC-1 ( $\theta \leq 60$ °C)

9 A	12 A	18 A	25 A	32 A	38 A
20/25 A		25/32 A	25/40 A	50 A	

## Tensión asignada de empleo

690 V en  $\sim$  y  $\text{---}$ 

## Número de polos

3 o 4	3 o 4	3 o 4	3 o 4	3
-------	-------	-------	-------	---

Potencia asignada de empleo en AC-3	220/240 V
	380/400 V
	415/440 V
	500 V
	660/690 V
	1000 V

2,2 kW	3 kW	4 kW	5,5 kW	7,5 kW	9 kW
4 kW	5,5 kW	7,5 kW	11 kW	15 kW	18,5 kW
4 kW	5,5 kW	9 kW	11 kW	15 kW	18,5 kW
5,5 kW	7,5 kW	10 kW	15 kW	18,5 kW	18,5 kW
5,5 kW	7,5 kW	10 kW	15 kW	18,5 kW	18,5 kW
—	—	—	—	—	—

## Contactos auxiliares

1 "NC" y 1 "NA" instantáneos incorporados en los contactores completados con aditivos comunes a toda la gama que incluye hasta 4 "NC" o "NA" instantáneos, hasta 1 "NA" + 1 "NC" temporizados y hasta 2 "NA" o 2 "NC" estancos y 2 bornas de continuidad de las masas de blindaje

Relés térmicos manual-auto asociables	Clase 10 A
	Clase 20

0,10...10 A	0,10...13 A	0,10...18 A	0,10...32 A	0,10...38 A	0,10...38 A
2,5...10 A	2,5...13 A	2,5...18 A	2,5...32 A		

Módulos de antiparasitado (contactores $\text{---}$ y bajo consumo antiparasitados de origen)	Varistancia
	Diodo
	Circuito RC
	Diodo limitador bidireccional

●	●	●	●	●	●
—	—	—	—	—	—
●	●	●	●	●	●
●	●	●	●	●	●

Interfaces	De relé
	De relé y marcha forzada
	Estática

●	●	●	●	●	●
●	●	●	●	●	●
●	●	●	●	●	●

Tipos de contactores	$\sim$ o $\text{---}$ 3 polos
	$\sim$ 4 polos
	$\text{---}$ 4 polos

LC1 D09	LC1 D12	LC1 D18	LC1 D25	LC1 D32	LC1 D38
LC1 DT20/ LC1 D098	LC1 DT25/ LC1 D128	LC1 DT32/ LC1 D188	LC1 DT40/ LC1 D258	—	—
				—	—

Tipos de inversores	$\sim$ 3 polos
	$\text{---}$ 3 polos
	$\sim$ 4 polos
	$\text{---}$ 4 polos

LC2 D09	LC2 D12	LC2 D18	LC2 D25	LC2 D32	LC2 D38
LC2 D09	LC2 D12	LC2 D18	LC2 D25	LC2 D32	LC2 D38
LC2 DT20	LC2 DT25	LC2 DT32	LC2 DT40	—	—
LC2 DT20	LC2 DT25	LC2 DT32	LC2 DT40	—	—

Página	Contactores
	Inversores

2/32 a 2/37
2/42 a 2/45



40 A	50 A	65 A	80 A	95 A	115 A	150 A
60 A	80 A		125 A		200 A	

690 V en $\sim$ o $\equiv$	1.000 V en $\sim$ , 690 V en $\equiv$
----------------------------	---------------------------------------

3	4	3	3	4	3	4	3	3	4	3
---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

11 kW	15 kW	18,5 kW	22 kW	25 kW	30 kW	40 kW
18,5 kW	22 kW	30 kW	37 kW	45 kW	55 kW	75 kW
22 kW	25/30 kW	30 kW	45 kW	45 kW	59 kW	80 kW
22 kW	30 kW	37 kW	55 kW	55 kW	75 kW	90 kW
30 kW	33 kW	37 kW	45 kW	45 kW	80 kW	100 kW
–	–	–	45 kW	45 kW	75 kW	90 kW

1 "NC" y 1 "NA" instantáneos incorporados en los contactores completados con aditivos comunes a toda la gama que incluye hasta 4 "NC" o "NA" instantáneos, hasta 1 "NA" + 1 "NC" temporizados y hasta 2 "NA" o 2 "NC" estancos y 2 bornas de continuidad de las masas de blindaje

13...40 A	13...50 A	13...65 A	17...104 A	17...104 A	60...150 A	60...150 A
13...40 A	13...50 A	13...65 A	17...80 A		60...150 A	60...150 A

•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	–
•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	–
•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	–

•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	–

LC1 D40A	LC1 D50A	LC1 D65A	LC1 D80	LC1 D95	LC1 D115	LC1 D150
LC1 DT60A	–	LC1 DT80A	LC1 D80	–	LC1 D115	–
LC1 DT60A	–	LC1 DT80A	LC1 D80	–	LC1 D115	–

LC2 D40A	LC2 D50A	LC2 D65A	LC2 D80	LC2 D95	LC2 D115	LC2 D150
LC2 D40A	LC2 D50A	LC2 D65A	–	–	–	–
–	–	–	LC2 D80	–	LC2 D115	–
–	–	–	–	–	–	–

2/32 a 2/37

2/42 a 2/45





### Principal

Rango de producto	TeSys d
Modelo de dispositivo	LRD
Tipo de producto o componente	Relé de sobrecarga térmica diferencial
Aplicación del relé	Protección del motor
Compatibilidad del producto	LC1D50A...LC1D65A
Tipo de red	AC
Overload tripping class	Clase 10A de acuerdo con IEC 60947-4-1
Rango de ajustes de protección térmica	48...65 A
Tipo de protección	Disyuntor GB2 5 A - para circuito de control Fusible BS 5 A - para circuito de control Fusible BS88 100 A - para circuito de alimentación Fusible gG 100 A - para circuito de alimentación Fusible gG 5 A - para circuito de control Fusibles aM 63 A - para circuito de alimentación
Conexiones - terminales	Circuito de alimentación: conectores de tornillo EverLink BTR Circuito de control: conexión tornillo de estribo 1 cable 1...2,5 mm <sup>2</sup> - rigidez del cable: flexible - sin extremo de cable Circuito de control: conexión tornillo de estribo 2 cable 1...2,5 mm <sup>2</sup> - rigidez del cable: flexible - sin extremo de cable Circuito de control: conexión tornillo de estribo 1 cable 1...2,5 mm <sup>2</sup> - rigidez del cable: flexible - con extremo de cable Circuito de control: conexión tornillo de estribo 2 cable 1...2,5 mm <sup>2</sup> - rigidez del cable: flexible - con extremo de cable Circuito de control: conexión tornillo de estribo 1 cable 1...2,5 mm <sup>2</sup> - rigidez del cable: sólido - sin extremo de cable Circuito de control: conexión tornillo de estribo 2 cable 1...2,5 mm <sup>2</sup> - rigidez del cable: sólido - sin extremo de cable
Cantidad por juego	Juego de 10

### Complementario

Frecuencia asignada de empleo	≤ 400 Hz
Soporte de montaje	Perfil con bornero de alimentación EverLink Placa con bornero de alimentación EverLink
Umbral de disparo	1,14 +/- 0,06 I <sub>r</sub> de acuerdo con IEC 60947-4-1
Resistencia a sobretensiones	6 kV de acuerdo con IEC 60801-5
[I <sub>th</sub> ] Intensidad térmica convencional	5 A para circuito de control
Tensión asignada de empleo	1000 V AC 50/60 Hz para circuito de alimentación de acuerdo con IEC 60947-4-1
Tensión asignada de aislamiento	600 V circuito de alimentación de acuerdo con UL 600 V circuito de alimentación de acuerdo con CSA 1000 V circuito de alimentación de acuerdo con IEC 60947-4-1
[U <sub>imp</sub> ] Tensión asignada de resistencia a los choques	6 kV
Sensibilidad a fallo de fase	Corriente de desconexión I 30% de I <sub>r</sub> en una fase, las demás en I <sub>r</sub> de acuerdo con IEC 60947-4-1
Rearme	Rearme automático Rearme manual
Compensación de temperatura	-20...60 °C

Par de apriete	Circuito de alimentación: 5 N.m - sobre conexión tornillo de estribo Circuito de alimentación: 8 N.m - sobre conexión tornillo de estribo Circuito de control: 1,7 N.m - sobre conexión tornillo de estribo
Alto	70 mm
Ancho	55 mm
Fondo	116 mm
Peso del producto	0,375 kg

## Entorno

Normas	CSA C22-2 n° 14 Directiva ATEX 94/9/EC EN 60947-4-1 EN 60947-5-1 IEC 60947-4-1 IEC 60947-5-1 UL 508
Certificados de producto	ATEX INERIS BV CCC CSA DNV GOST LROS RINA UL GL
Tratamiento de protección	TH de acuerdo con IEC 60068
Grado de protección IP	IP2x de acuerdo con VDE 0106
Temperatura ambiente	-40...70 °C con disminución de acuerdo con IEC 60947-4-1 -20...60 °C sin disminución de acuerdo con IEC 60947-4-1
Temperatura ambiente de almacenamiento	-60...70 °C
Resistencia al fuego	850 °C de acuerdo con IEC 60695-2-1
Resistencia a los choques	15 gn 11 ms de acuerdo con IEC 60068-2-7
Resistencia a las vibraciones	6 gn en placa de acuerdo con IEC 60068-2-6
Resistencia dieléctrica	6 kV en 50 de acuerdo con IEC 60255-5
RoHS EUR conformidad de fecha	0501
RoHS EUR status	Adecuado

# Contadores tripolares A., AF.,

## Conexión de circuitos de c.a.

### Conexión de motores de jaula de ardilla trifásicos

**Categoría de empleo AC-3**

Al **cerrar**, la corriente del motor es de aproximadamente **6 x I<sub>n</sub>**.

**Corte** cuando el motor funciona a una corriente de plena carga **I<sub>n</sub>**.

AC-3	Potencia nominal	$\theta \leq 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 400 V
AC-3	Intensidad nominal de empleo	$\theta \leq 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 400 V $\theta \leq 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 415 V $\theta \leq 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 690 V

	A9	A12	A16	A26	A30	A40

kW	4	5.5	7.5	11	15	18.5
A	9	12	17	26	32	37
A	9	12	17	26	32	37
A	7	9	10	17	21	25

### Conexión de circuitos resistivos

**Categoría de empleo AC-1**

Al **cerrar**, la corriente conmutada es igual a la **corriente de carga nominal I<sub>n</sub> con cos φ ≥ 0.95**.

AC-1	Intensidad nominal de empleo	$\theta \leq 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\theta \leq 55\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\theta \leq 70\text{ }^{\circ}\text{C}$
Con sección transversal del conductor		
Tensión nominal de empleo		

A	25	27	30	45	55	60
A	22	25	27	40	55	60
A	18	20	23	32	39	42
mm²	2.5	4	4	6	10	16
V	690					

## Contadores tripolares

### Selección y pedido

- Seleccionar el tipo de contactor.
- Indicar la tensión de bobina del contactor de acuerdo con la alimentación del circuito de mando.  
(Indicar la tensión de bobina en un texto legible).

	C.A. Alimentación del circuito de mando	Tipos	A9-30-10 A12-30-10 A16-30-10	A26-30-10 A30-30-10 A40-30-10
	C.A. & C.C. Alimentación del circuito de mando (Bobina electrónica)	Tipo	-	-

## Accesorios principales del contactor

### Selección y pedido

- Seleccionar el tipo de accesorio e indicar los datos necesarios en un texto legible.

<b>Contactos auxiliares</b>	<b>CA5-...</b> , 1 polo, <b>CAL5-...</b> , 2 polos <b>CAL18-...</b> , 2 polos	Tipos	<b>CA5-10</b> , 1 polo, montaje frontal 1 x N.A.	<b>CA5-01</b> , 1 polo, montaje frontal 1 x N.C.
<b>Temporizadores</b>	<b>TP...</b> , Neumático <b>CT</b> , Electrónico Tensiones de alimentación: 24 V c.a./c.c., 110 ... 120; 220 ... 240; 380 ... 440 V c.a.	Tipos	<b>TP40DA, TP180DA</b> Neumático a la conexión - Montaje frontal <b>TP40IA, TP180 IA</b> Electrónico a la conexión - Montaje independiente en carril DIN	
<b>Enclavamientos</b>	<b>VE 5-...</b> , Mecánico / Eléctrico <b>VM...</b> , Mecánico montaje entre 2 contactores	Tipos	<b>VE5-1</b> <b>VM5-1</b>	
<b>Antiparasitarios</b>	<b>RV...</b> , (Varistor) c.a./c.c. <b>RC...</b> , (Condensador) c.c.	Tipos	<b>RV5</b> <b>RC5-1</b>	

## Protección de los motores trifásicos

### Selección y pedido

- Seleccionar el tipo de relé y el rango de ajuste de acuerdo con la corriente de plena carga del motor.

<div>Relés de sobrecarga</div> <div></div>	<div>TA..DU.., Relé térmico</div> <div>E..DU.., Relé electrónico</div> <div>Tiempo de arranque estándar 2 ... 10 s clase de disparo 10 A</div>	<div>Tipos y rango de ajuste en amperios</div> <div></div>	<div>TA25DU...</div> <table><tr><td>0.10...0.16</td><td>1.0...1.4</td><td>3.5...5.0</td><td>13...19</td><td>22...32</td></tr><tr><td>0.16...0.25</td><td>1.3...1.8</td><td>4.5...6.5</td><td>18...25</td><td>29...42</td></tr><tr><td>0.25...0.40</td><td>1.7...2.4</td><td>6.0...8.5</td><td>24...32</td><td></td></tr><tr><td>0.40...0.63</td><td>2.2...3.1</td><td>7.5...11</td><td></td><td></td></tr><tr><td>0.63...1.0</td><td>2.8...4.0</td><td>10...14</td><td></td><td></td></tr></table>	0.10...0.16	1.0...1.4	3.5...5.0	13...19	22...32	0.16...0.25	1.3...1.8	4.5...6.5	18...25	29...42	0.25...0.40	1.7...2.4	6.0...8.5	24...32		0.40...0.63	2.2...3.1	7.5...11			0.63...1.0	2.8...4.0	10...14			<div>TA42DU...</div> <table><tr><td>22...32</td><td>29...42</td></tr></table>	22...32	29...42
	0.10...0.16		1.0...1.4	3.5...5.0	13...19	22...32																									
0.16...0.25	1.3...1.8	4.5...6.5	18...25	29...42																											
0.25...0.40	1.7...2.4	6.0...8.5	24...32																												
0.40...0.63	2.2...3.1	7.5...11																													
0.63...1.0	2.8...4.0	10...14																													
22...32	29...42																														
<div>E16DU...-10</div> <table><tr><td>0.1...0.32</td><td>0.9...2.7</td><td>5.7...18.9</td></tr><tr><td>0.3...1.0</td><td>2...6.3</td><td></td></tr></table>	0.1...0.32	0.9...2.7	5.7...18.9	0.3...1.0	2...6.3		<div>E45DU...</div> <table><tr><td>9...30</td><td>15...45</td></tr></table>	9...30	15...45																						
0.1...0.32	0.9...2.7	5.7...18.9																													
0.3...1.0	2...6.3																														
9...30	15...45																														



	A50	A63	A75	A95	A110	A145	A185	A210	A260	A300	AF400	AF460	AF580	AF750	AF1250	AF1350	AF1650	AF2050
	22	30	37	45	55	75	90	110	140	160	200	250	315	400	400	475	560	560
	50	65	75	96	110	145	185	210	260	305	400	460	580	750	750	860	1050	1050
	50	65	75	96	110	145	185	210	260	300	400	460	580	750	750	860	1050	1050
	35	43	46	65	82	120	170	210	220	280	350	400	500	650	650	800	950	950
	100	115	125	145	160	250	275	350	400	500	600	700	800	1050	1260	1350	1650	2050
	85	95	105	135	145	230	250	300	350	400	500	600	700	800	1040	1150	1450	1750
	70	80	85	115	130	180	180	240	290	325	400	480	580	720	875	1000	1270	1500
	35	50	50	50	70	120	150	185	240	300	2 x 185	2 x 240	2x240	barra/mm 2x80x5	barra/mm 2//100x5	barra/mm 3//100x5	barra/mm 3//100x5	
	1000						690			1000								

A50-30-00 A63-30-00 A75-30-00	A95-30-00 A110-30-00	A145-30-11 A185-30-11	A210-30-11 A260-30-11 A300-30-11			
Tipos AF ... también disponibles. Consultar				AF400-30-11 AF460-30-11	AF580-30-11 AF750-30-11 AF1250-30-11	AF1350-30-11 AF1650-30-11 AF2050-30-11

<b>CAL5-11</b> 2 polos, montaje lateral 1 x N.A. + 1 x N.C.	<b>CAL18-11</b> 2 polos, montaje lateral 1 x N.A. + 1 x N.C. (1 <sup>er</sup> bloque)	<b>CAL18-11 B</b> 1 x N.A. + 1 x N.C. (2 <sup>o</sup> bloque)
---	--	--

Neumático a la desconexión - Montaje frontal	<b>CT-SDE</b> Montaje independiente	<b>CT-SDE</b> Electrónico a la conexión - Montaje independiente en carril DIN
--	-------------------------------------	---

<b>VE5-2</b> -	- <b>VM300H</b>	- <b>VM750H</b>	- <b>VM1650H</b>
-------------------	--------------------	--------------------	---------------------

<b>RV5</b> <b>RC5-2</b>	- <b>RC-EH 300</b>	La bobina electrónica incorporada elimina la necesidad de antiparasitarios adicionales en estos tamaños	
----------------------------	-----------------------	---	--

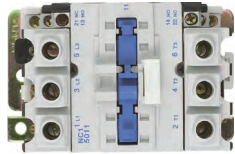
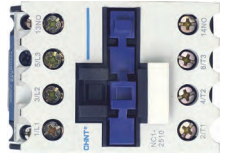
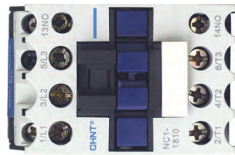
<b>TA75DU ...</b> 29... <b>42</b> 36... <b>52</b> 45... <b>63</b> 60... <b>80</b> <b>E 80 DU</b> 27... <b>80</b>	<b>TA80DU</b> 60... <b>80</b> <b>TA110DU</b> 65... <b>90</b> 80... <b>110</b> <b>E 140 DU</b> 50... <b>140</b>	<b>TA 200 DU ...</b> 130... <b>175</b> 150... <b>200</b> <b>E 200 DU</b> 60... <b>200</b>	<b>TA450DU ...</b> 165... <b>235</b> 220... <b>310</b> <b>E320DU</b> 100... <b>320</b>	<b>E500DU</b> 150... <b>500</b>	<b>E800DU</b> 250... <b>800</b>	<b>E1250DU</b> 375... <b>1250</b>
--	--	---	--	------------------------------------	------------------------------------	--------------------------------------

# NC1

CONTACTORES DE CORRIENTE ALTERNA



## DATOS TÉCNICOS



Corriente térmica Ith AC1 (A)		NC1-12		NC1-18		NC1-25		NC1-32		NC1-40		NC1-50		NC1-65		NC1-80		NC1-95	
Corriente nominal (A)	380/400V	20	32	40	50	60	80	95	120	160	200	250	320	400	500	630	800	1000	1250
	AC3	12	18	25	32	40	50	60	80	100	125	160	200	250	320	400	500	630	800
	AC4	5	7.7	8.5	12	18.5	24	28	34	42	49	55	63	71	80	95	110	125	150
	660/690V	8.9	12	18	21	34	39	42	49	55	63	71	80	95	110	125	150	180	225
Tensión de aislamiento (V)		2	3.8	4.4	7.5	9	12	14	18	25	32	39	48	60	75	95	120	150	180
Polos		660	660	660	660	660	660	660	660	660	660	660	660	660	660	660	660	660	660
Contactos auxiliares de serie		3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4	3, 4
Potencia de motores trifásicos de jaula (AC3)	220/230V	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC	1NO o 1NC
	380/400V	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	660/690V	3	4	5.5	7.5	11	15	18.5	22	28	34	42	49	55	63	71	80	95	110
	200V	5.5	7.5	11	15	18.5	22	28	34	42	49	55	63	71	80	95	110	125	150
Potencia de motores trifásicos de jaula (AC3)	240V	7.5	10	15	20	25	30	37	45	55	63	71	80	95	110	125	150	180	225
	460V	5	7.5	10	15	20	25	30	37	45	55	63	71	80	95	110	125	150	180
	600V	7.5	10	15	20	25	30	37	45	55	63	71	80	95	110	125	150	180	225
	200V	5	7.5	10	15	20	25	30	37	45	55	63	71	80	95	110	125	150	180
Frecuencia de trabajo (Operaciones/hora)	Vida eléctrica	1200	1200	1200	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600
	AC3	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300
	AC4	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3600
	Vida mecánica	1000	1000	1000	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800
Vida eléctrica (x10 <sup>6</sup> maniobras)	AC3	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
	AC4	10	10	10	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
	Vida mecánica (x10 <sup>6</sup> maniobras)	20	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400	500	630	800	1000	1250
	Fusible recomendado (A)	20	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400	500	630	800	1000	1250

**ACCESORIOS**

**Protectores de motor**  
**(Combinaciones contactor + relé térmico)**

CONTACTOR	COMBINACIONES DE CONTACTOR / RELÉ TÉRMICO			
	RELÉ TÉRMICO	CORRIENTE NOMINAL (A)	FUSIBLES RECOMENDADOS	
			aM	gG
NC1-12 NC1-18	 NR2-11.5	0.1~0.16	0.25	2
		0.16~0.25	0.5	2
		0.25~0.4	1	2
		0.4~0.63	1	2
		0.63~1	2	4
		1~1.6	2	4
NC1-12 NC1-18	 NR2-11.5	1.25~2	4	6
		1.6~2.5	4	6
		2.5~4	6	10
		4~6	8	16
		5.5~8	12	20
		7~10	12	20
NC1-12 NC1-18 NC1-25 NC1-32	 NR2-25	9~13	16	25
		0.1~0.16	0.25	2
		0.16~0.25	0.5	2
		0.25~0.4	1	2
		0.4~0.63	1	2
		0.63~1	2	4
		1~1.6	2	4
		1.25~2	4	6
		1.6~2.5	4	6
		2.5~4	6	10
		4~6	8	16
		5.5~8	12	20
		7~10	12	20
NC1-32	 NR2-36	9~13	16	25
		12~18	20	35
		17~25	25	50
NC1-32	 NR2-36	23~32	40	63
		28~36	40	80
NC1-40 NC1-50 NC1-65 NC1-80 NC1-95	 NR2-93	23~32	40	63
		30~40	40	100
		37~50	63	100
		48~65	63	100
		55~70	80	125
		63~80	80	125
		80~93	100	160

Variadores de velocidad

Altivar 61  
Variadores para par variable



ATV 61

Red: trifásica 380...480 V

Motor	Variador	Referencias
kW	HP (4)	
0,75	1	ATV 61H075N4
1,5	2	ATV 61HU15N4
2,2	3	ATV 61HU22N4
3	–	ATV 61HU30N4
4	5	ATV 61HU40N4
5,5	7,5	ATV 61HU55N4
7,5	10	ATV 61HU75N4
11	15	ATV 61HD11N4
15	20	ATV 61HD15N4
18,5	25	ATV 61HD18N4
22	30	ATV 61HD22N4
30	40	ATV 61HD30N4
37	50	ATV 61HD37N4
45	60	ATV 61HD45N4
55	75	ATV 61HD55N4
75	100	ATV 61HD75N4
90	125	ATV 61HD90N4
110	150	ATV 61HC11N4
132	200	ATV 61HC13N4
160	250	ATV 61HC16N4
200	300	ATV 61HC20N4
220	350	ATV 61HC25N4
250	400	ATV 61HC25N4
280	450	ATV 61HC28N4
315	500	ATV 61HC31N4
355	–	ATV 61HC40N4
400	600	ATV 61HC40N4
500	700	ATV 61HC50N4

# Especificaciones, tipos, tensiones y construcción



ACS550

-

01

-

03A3

-

4

+

B055

## Código de tipo

Se trata de un número de referencia exclusivo (se muestra bajo el título y en la séptima columna de la tabla) que identifica claramente el convertidor por sus especificaciones de potencia y su tamaño de bastidor. Una vez seleccionado el tipo de código puede emplearse el tamaño de bastidor (columna 8) para determinar las dimensiones del convertidor, que se encuentran detalladas en la página siguiente.

## Construcción

La cifra "01" en el código de tipo (sobre estas líneas) cambia en función del tipo de montaje del convertidor y de la especificación de potencia.

**01** = montado en pared

**02** = autoportante

## Tensiones

El ACS550 está disponible en dos intervalos de tensión:

**4** = 380 - 480 V

**2** = 208 - 240 V

En el código de tipo deberá colocar un 2 o un 4 en función de la tensión que haya elegido.

Uso normal frente al uso en trabajo pesado. Para la mayoría de aplicaciones en bombas, ventiladores y cintas transportadoras, seleccione los valores para "uso normal". Sólo en caso de requisitos de alta sobrecarga, seleccione los valores para "uso en trabajo pesado". En caso de duda, póngase en contacto con su oficina de ventas de ABB local o con su distribuidor de convertidores (véase la página 15).

$P_N$  para kW = Potencia típica del motor a 400 V en uso normal.

$P_N$  para cv = Potencia típica del motor a 460 V en uso normal.

$P_{hd}$  para kW = Potencia típica del motor a 400 V en uso en trabajo pesado.

$P_{hd}$  para cv = Potencia típica del motor a 460 V en uso en trabajo pesado.

## Tensión de alimentación trifásica 380-480 V

### Unidades montadas en pared

Especificaciones						Código de tipo	Tamaño de bastidor
Uso normal			Uso en trabajo pesado				
$P_N$ kW	$P_N$ cv	$I_{2N}$ A	$P_{hd}$ kW	$P_{hd}$ cv	$I_{2hd}$ A		
1,1	1,5	3,3	0,75	1	2,4	ACS550-01-03A3-4	R1
1,5	2	4,1	1,1	1,5	3,3	ACS550-x1-04A1-4	R1
2,2	3	5,4	1,5	2	4,1	ACS550-x1-05A4-4	R1
3	4	6,9	2,2	3	5,4	ACS550-01-06A9-4	R1
4	5,4	8,8	3	4	6,9	ACS550-01-08A8-4	R1
5,5	7,5	11,9	4	5,4	8,8	ACS550-01-012A-4	R1
7,5	10	15,4	5,5	7,5	11,9	ACS550-01-015A-4	R2
11	15	23	7,5	10	15,4	ACS550-01-023A-4	R2
15	20	31	11	15	23	ACS550-01-031A-4	R3
18,5	25	38	15	20	31	ACS550-01-038A-4	R3
22	30	45	18,5	25	38	ACS550-01-045A-4	R3
30	40	59	22	30	45	ACS550-01-059A-4	R4
37	50	72	30	40	59	ACS550-01-072A-4	R4
45	60	87	37	60	72	ACS550-01-087A-4	R4
55	100	125	45	75	96	ACS550-01-125A-4	R5
75	125	157	55	100	125	ACS550-01-157A-4	R6
90	150	180	75	125	156	ACS550-01-180A-4	R6
110	150	205	90	125	162	ACS550-01-195A-4	R6
132	200	246	110	150	192	ACS550-01-246A-4	R6
160	200	290	132	200	246	ACS550-01-290A-4	R6

### Unidades autoportantes

160	200	289	132	200	224	ACS550-02-289A-4	R7
200	300	368	160	250	302	ACS550-02-368A-4	R8
250	400	486	200	350	414	ACS550-02-486A-4	R8
280	450	526	250	400	477	ACS550-02-526A-4	R8
315	500	602	280	450	515	ACS550-02-602A-4	R8
355	500	645	315	500	590	ACS550-02-645A-4	R8

## Tensión de alimentación trifásica 208-240 V

### Unidades montadas en pared

Especificaciones						Código de tipo	Tamaño bastidor
Uso normal			Uso en trabajo pesado				
$P_N$ kW	$P_N$ cv	$I_{2N}$ A	$P_{hd}$ kW	$P_{hd}$ cv	$I_{2hd}$ A		
0,75	1,0	4,6	0,75	0,8	3,5	ACS550-01-04A6-2	R1
1,1	1,5	6,6	0,75	1,0	4,6	ACS550-01-06A6-2	R1
1,5	2,0	7,5	1,1	1,5	6,6	ACS550-01-07A5-2	R1
2,2	3,0	11,8	1,5	2,0	7,5	ACS550-01-012A-2	R1
4,0	5,0	16,7	3,0	3,0	11,8	ACS550-01-017A-2	R1
5,5	7,5	24,2	4,0	5,0	16,7	ACS550-01-024A-2	R2
7,5	10,0	30,8	5,5	7,5	24,2	ACS550-01-031A-2	R2
11,0	15,0	46,2	7,5	10,0	30,8	ACS550-01-046A-2	R3
15,0	20,0	59,4	11,0	15,0	46,2	ACS550-01-059A-2	R3
18,5	25,0	74,8	15,0	20,0	59,4	ACS550-01-075A-2	R4
22,0	30,0	88,0	18,5	25,0	74,8	ACS550-01-088A-2	R4
30,0	40,0	114	22,0	30,0	88,0	ACS550-01-114A-2	R4
37,0	50,0	143	30,0	40	114	ACS550-01-143A-2	R6
45,0	60,0	178	37,0	50	150	ACS550-01-178A-2	R6
55,0	75,0	221	45,0	60	178	ACS550-01-221A-2	R6
75,0	100	248	55,0	75	192	ACS550-01-248A-2	R6





### Main

Device short name	Interpact INS250
Switch-disconnector name	Interpact INS250
Poles description	4P
Network type	AC DC
Network frequency	50/60 Hz
[Ie] rated operational current	AC-22A: 250 A AC 50/60 Hz 220/240 V AC-22A: 250 A AC 50/60 Hz 380/415 V AC-22A: 250 A AC 50/60 Hz 440/480 V AC-22A: 250 A AC 50/60 Hz 500/525 V AC-22A: 250 A AC 50/60 Hz 660/690 V AC-22A: 250 A AC 50/60 Hz 480 V NEMA AC-23A: 250 A AC 50/60 Hz 220/240 V AC-23A: 250 A AC 50/60 Hz 380/415 V AC-23A: 250 A AC 50/60 Hz 440/480 V AC-23A: 250 A AC 50/60 Hz 500/525 V AC-23A: 250 A AC 50/60 Hz 660/690 V AC-23A: 250 A AC 50/60 Hz 480 V NEMA DC-22A: 250 A DC 125 V 2 poles in series DC-22A: 250 A DC 250 V 4 poles in series DC-23A: 250 A DC 125 V 2 poles in series DC-23A: 250 A DC 250 V 4 poles in series
[Ui] rated insulation voltage	750 V AC 50/60 Hz
[Ith] conventional free air thermal current	250 A ( 60 °C )
[Icm] rated short-circuit making capacity	30 kA 690 V AC 50/60 Hz switch-disconnector alone 330 kA 690 V AC 50/60 Hz with upstream protection circuit breaker
[Ue] rated operational voltage	250 V DC 690 V AC 50/60 Hz
Suitability for isolation	Yes
Contact position indicator	Yes
Visible break	No
Pollution degree	3

### Complementary

Control type	Direct front rotary handle
Mounting mode	Fixed
Mounting support	Plate Rail
Upside connection	Front
Downside connection	Front
Maximum power	AC-23: 75 kW 230 V NEMA AC 50/60 Hz AC-23: 150 kW 480 V NEMA AC 50/60 Hz AC-23: 75 kW 220/240 V AC 50/60 Hz AC-23: 132 kW 380/415 V AC 50/60 Hz AC-23: 150 kW 440 V AC 50/60 Hz AC-23: 160 kW 500/525 V AC 50/60 Hz AC-23: 210 kW 660/690 V AC 50/60 Hz
Rated duty	Uninterrupted
[Icw] rated short-time withstand current	1.8 kA ( 30 s ) conforming to IEC 60947-3 2.2 kA ( 20 s ) conforming to IEC 60947-3 4.9 kA ( 3 s ) conforming to IEC 60947-3 8.5 kA ( 1 s ) conforming to IEC 60947-3

The information provided in this documentation contains general descriptions and/or technical characteristics of the performance of the products contained herein. This documentation is not intended as a substitute for and is not to be used for determining suitability or reliability of these products for specific user applications. It is the duty of any such user or integrator to perform the appropriate and complete risk analysis, evaluation and testing of the products with respect to the relevant specific application or use thereof. Neither Schneider Electric Industries SAS nor any of its affiliates or subsidiaries shall be responsible or liable for misuse of the information contained herein.

Mechanical durability	15000 cycles
Electrical durability	AC-22A: 1500 cycles 440 V AC 50/60 Hz AC-22A: 1500 cycles 500 V AC 50/60 Hz AC-22A: 1500 cycles 690 V AC 50/60 Hz AC-23A: 1500 cycles 440 V AC 50/60 Hz AC-23A: 1500 cycles 500 V AC 50/60 Hz AC-23A: 1500 cycles 690 V AC 50/60 Hz DC-22A: 1500 cycles 250 V DC 4 poles in series DC-23A: 1500 cycles 250 V DC 4 poles in series
Connection pitch	35 mm
Height	136 mm
Width	140 mm
Depth	96 mm
Product weight	2.2 kg

## Environment

Standards	IEC 60947-1 IEC 60947-3
Product certifications	CCC KEMA-KEUR
IP degree of protection	IP40 conforming to IEC 60529
IK degree of protection	IK07 conforming to EN 50102
Ambient air temperature for operation	-25...70 °C
Ambient air temperature for storage	-50...85 °C
RoHS EUR conformity date	0826
RoHS EUR status	Compliant





